107

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Patrick Riehm

Zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung von Pkw-Reifen

KIT Scientific Publishing

Patrick Riehm

Zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung von Pkw-Reifen

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 107

Herausgeber
FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik
Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer
Prof. Dr.-Ing. Frank Henning
Prof. Dr.-Ing. Luise Kärger

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Institutsteilen Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbau und Mobile Arbeitsmaschinen.

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

Zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung von Pkw-Reifen

von
Patrick Riehm

KIT Scientific Publishing

Karlsruher Institut für Technologie
Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur
und Laufstreifenmischung von Pkw-Reifen

Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) genehmigte Dissertation

von Dipl.-Ing. Patrick Riehm

Tag der mündlichen Prüfung: 1. Juli 2022
Erster Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Zweiter Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Ralf Roos

Impressum

KIT Scientific Publishing

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark
of Karlsruhe Institute of Technology.
Reprint using the book cover is not allowed.

www.ksp.kit.edu

Print on Demand 2023 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-1268-4
DOI 10.5445/KSP/1000153502

Vorwort des Herausgebers

Die Fahrzeugtechnik ist kontinuierlich Veränderungen unterworfen. Klimawandel, die Verknappung einiger für Fahrzeugbau und –betrieb benötigter Rohstoffe, globaler Wettbewerb, gesellschaftlicher Wandel und das rapide Wachstum großer Städte erfordern neue Mobilitätslösungen, die vielfach eine Neudefinition des Fahrzeugs erforderlich machen. Die Forderungen nach Steigerung der Energieeffizienz, Emissionsreduktion, erhöhter Fahr- und Arbeitssicherheit, Benutzerfreundlichkeit und angemessenen Kosten sowie die Möglichkeiten der Digitalisierung und Vernetzung finden ihre Antworten nicht aus der singulären Verbesserung einzelner technischer Elemente, sondern benötigen Systemverständnis und eine domänenübergreifende Optimierung der Lösungen.

Hierzu will die Karlsruher Schriftenreihe für Fahrzeugsystemtechnik einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugsystemtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes, digitalisiertes mechatronisches System, die Mensch-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug in Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn ist entscheidend für die Fahrsicherheit von Straßenfahrzeugen. Sowohl für die Entwicklung von Reifen, die kurze Bremswege und sichere Ausweichmanöver in Gefahrensituationen erlauben, als auch für die Planung und Umsetzung sicherer Trajektorien beim automatisierten Fahren ist die Kenntnis des Einflusses von Reifen- und Fahrbahnparameter auf das Kraftübertragungspotenzial von großer Bedeutung. Aufgrund einer Reihe von Wechselwirkungen ist dieser Einfluss komplex. Dies fällt beispielsweise beim Vergleich von Fahr- mit Prüfstandsversuchen auf, zwischen denen Rangfolgeumkehrungen auftreten. Sie haben ihre Ursache vor allem in der Verwendung unterschiedlicher Fahrbahnoberflächen.

Hier setzt die vorliegende Arbeit an, in der die Einflüsse der Fahrbahntextur auf die Kraftübertragung von Pkw-Reifen mit unterschiedlichen Laufstreifenmischungen auf trockener und nasser Fahrbahn untersucht wird. Dafür wird eine neue Methodik vorgeschlagen: Der Reibbeiwert wird in Abhängigkeit verschiedener Parameter auf Fahrbahnbohrkernen an rollenden Elastomerproben unter Zuhilfenahme eines physikalischen Rollkontaktmodells ermittelt, mittels eines weiteren Modells auf die Verhältnisse am rollenden Reifen übertragen und schließlich experimentell validiert. Die Arbeit erweitert die Kenntnis über die Mechanismen des Rollkontakts erheblich, erlaubt die Auflösung scheinbarer, aus der Literatur bekannter Widersprüche und bildet eine wertvolle Basis für die Umsetzung verbesserter technischer Lösungen.

Karlsruhe, im Juli 2022 Frank Gauterin

Zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung von Pkw-Reifen

(Titel der vorgelegten Arbeit: Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung und deren Einfluss auf die longitudinale Charakteristik von Pkw-Reifen)

zur Erlangung des akademischen Grades eines
DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

bei der KIT-Fakultät für Maschinenbau
des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Patrick Riehm

Tag der mündlichen Prüfung: 1. Juli 2022
Erster Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin
Zweiter Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Ralf Roos

Kurzfassung

Im Rahmen dieser Arbeit soll eine Erklärung zu den auftretenden Wechselwirkungen zwischen Laufstreifenmischung und Fahrbahntextur bei trockenen sowie nassen Fahrbahnbedingungen entwickelt werden. Messungen zum Kraftübertragungspotential von Reifen an einem Innentrommelprüfstand zeigen auf realen Oberflächen ähnliche Ergebnisse wie man sie auch bei Fahrzeugmessungen erhält, womit die Übertragbarkeit der Labormessungen auf die Straße nachgewiesen ist. Kommt am Reifenprüfstand eine in der Reifenindustrie sehr verbreitete Korund-Oberfläche zum Einsatz, führt dies im Vergleich zu Ergebnissen auf einer realen Fahrbahnoberfläche bei Nässe zu Rangordnungsumkehrungen der untersuchten Laufstreifenmischungen. Dies ist auf Wechselwirkungen zwischen der Gummimischung und der Fahrbahntextur zurückzuführen. Die sehr kosten- und zeitintensiven Fahrzeug- bzw. Reifenmessungen und die eingeschränkte Flexibilität hinsichtlich eingesetzter Oberflächen erfordern für eine umfangreichere Analyse der Wechselwirkung eine effiziente Methode zur Abschätzung des Kraftübertragungsverhaltens einzelner Mischungen. Hierzu wurde ein analytisches Reifenmodell zur Beschreibung der physikalischen Vorgänge im Reifen-Fahrbahn-Kontakt erstellt, mit Hilfe dessen in Kombination mit sogenannten Reibbeiwert-Kennfeldern die longitudinale Reifencharateristik simuliert werden kann. Für die Ermittlung der erforderlichen Reibbeiwert-Kennfelder wurde eine neue Methode entwickelt, die es erlaubt, an einem abrollenden Probenkörper (Groschrad) die Reibcharakteristik zu ermitteln. Untersuchungen zum Einfluss des Fahrbahnmateriales zeigen bei gleicher Textur deutliche Abhängigkeiten des Kraftübertragungsverhaltens vom Fahrbahnmaterial. Dies verdeutlicht, wie wichtig der Einsatz realer Fahrbahnoberflächen bei der Untersuchung des Kraftübertragungsverhaltens von Laufstreifenmischungen ist.

Abstract

Interaction of Surface Texture and Tread Compounds and their Influence on Longitudinal Characteristics of Passenger Car Tires

This thesis aims to gain an understanding of the interactions between tread compounds and surface texture on dry and wet road conditions. Tire measurements on an internal drum test bench under laboratory conditions on real track surfaces show similar results as obtained from vehicle measurements. This demonstrates the transferability of the laboratory measurement to field test. If a corundum surface, which is very well-established in the tire industry, is used on the tire test bench instead of a real track surface, for wet track conditions ranking inversions in the tested compounds occur. The very cost and time consuming vehicle or tire measurement and the limited flexibility with regard to the surfaces used require an efficient method for estimating the force transmission behavior of individual tire tread compounds. For this purpose, an analytical tire model has been developed, describing the physical processes in the tire-road contact. This model enables to simulate the longitudinal tire characteristic. Therefor so-called friction-maps are mandatory. A new method was developed to determine the required friction coefficients on a rolling sample body (Grosch-wheel). Studies on the influence of the track surface material show a dependency of the force transmission behavior on the track material (for same texture). This illustrates how important it is to use real road surfaces when studying the force transmission behavior of tread compounds.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit am Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Teilinstitut für Fahrzeugtechnik am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr. rer. nat Frank Gauterin danke ich ganz besonders für die Betreuung der Arbeit, die konstruktiven Diskussionen und die fachlichen Anregungen, die ebenso wie die gründliche Durchsicht des Manuskriptes und die hilfreichen Anmerkungen wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.h.c. Ralf Roos danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates. Dem Vorsitzenden des Prüfungsausschusses Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Volker Schulze danke ich ebenfalls für das Interesse an meiner Arbeit.

Die Forschungsarbeit entstand im Rahmen eines Kooperationsprojektes des Institutes mit der Continental Reifen GmbH. Herrn Prof. Dr. Burkhard Wies danke ich für die Ermöglichung dieses Kooperationsprojektes und dem stets auch wissenschaftlichen Interesse an der Arbeit. Stellvertretend für die zahlreichen Kollegen bei Continental möchte ich mich bei Herrn Dr. rer. nat. Stefan Torbrügge und bei Herrn Dr. rer. nat. Hansjörg Zeller für die hervorragende Zusammenarbeit und den regen fachlichen Austausch bedanken. Die Bereitstellung von Versuchsreifen, Groschrädern sowie Gummiproben haben diese Arbeit erst möglich gemacht.

Mein Dank gilt ebenfalls dem Laborleiter Herrn Dr.-Ing. Hans-Joachim Unrau, der durch seinen fachlichen Rat, die interessanten Diskussionen und seine persönliche Unterstützung entscheidend zum Erfolg beigetragen hat. Vielen Dank für die freundschaftliche Unterstützung und die hilfreichen Anmerkungen zu meiner Arbeit.

Meinen Kollegen im Labor Kerstin Dietrich, Markus Diehm sowie Julian Deeg danke ich für die Unterstützung bei der Durchführung der Versuche am Innentrommelprüfstand und die Hilfe bei auftretenden technischen Problemen.

Meinen Kollegen am Institut danke ich für die sehr freundschaftliche und herzliche Arbeitsatmosphäre und den stetigen inhaltlichen Austausch. Meinem Kollegen Matthias Bürckert danke ich herzlich für die sehr lehrreichen Diskussionen und die Unterstützung bei der Durchführung der Messungen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand. Meiner Kollegin Lisa Weiß danke ich im Besonderen für die Durchsicht meines Manuskriptes und den sehr aufmerksamen Anmerkungen.

Außerdem gilt mein Dank den zahlreichen Studenten, die im Rahmen ihrer Diplom-, Master- oder Bachelorarbeit wichtige Erkenntnisse erarbeitet haben. Mein Dank gilt auch Hussein Abi Nassif, der in seiner Zeit als wissenschaftliche Hilfskraft zahlreiche Messungen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand durchgeführt hat.

Abschließend möchte ich mich bei meinen Eltern bedanken, die mich während meines Studiums und meiner Promotion stets unterstützt haben. Ganz besonders danke ich meiner Ehefrau Judith Riehm für ihr entgegengebrachtes Verständnis und ihre Unterstützung bei der Anfertigung dieser Arbeit.

Karlsruhe, im Juli 2022 Patrick Riehm

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung

1.1 Motivation

Aufgrund der kontinuierlichen technologischen Weiterentwicklung unter anderem in der Fahrzeugtechnik hat sich zwischen den Jahren 2000 und 2015 die Anzahl der Verkehrstoten in Deutschland mehr als halbiert. Die Zahl der tödlich verunglückten Benutzer von Personenkraftwagen ist sogar, trotz einer Zunahme an zugelassenen Personenkraftwagen um 13,5 %, noch stärker zurückgegangen. [Sta15]

Es ist im Sinne der Allgemeinheit, die Anzahl an Unfällen weiter zu reduzieren. Bereits frühe Studien von Giles and Sabey [Gil65] zeigen einen Zusammenhang zwischen der Fahrbahngriffigkeit (erfasst über einen Skid Resistance Tester) und der Unfallwahrscheinlichkeit: Fahrbahnen mit niedriger Griffigkeit erhöhen die Wahrscheinlichkeit eines Unfalls. Kamplade und Schmitz [Kam84] erbringen ebenfalls den Nachweis für eine zunehmende Unfallrate auf nassen Straßen bei abnehmender Fahrbahngriffigkeit (gemessen mit der Side Force Investigation Machine). Untersuchungen von van der Sluis [Slu02] und Pardillo Mayora et al. [Par09] bestätigen die genannten Zusammenhänge.

Das Einhalten eines Mindestmaßes an Griffigkeit der Straßen bewirkt folglich schon eine deutliche Verbesserung der Fahrsicherheit. Neben der Fahrbahn kann auch der Reifen zu einer besseren Kraftübertragung führen und damit ebenfalls wesentlich zur Fahrsicherheit beitragen. Ziel der Reifenhersteller ist es, unter Berücksichtigung der Zielkonflikte Rollwiderstand – Verschleiß – Nassbremsen die maximale Kraftübertragung der Reifen zu verbessern.

Zahlreiche Untersuchungen zeigen, dass sowohl die Laufstreifenmischung als auch die Fahrbahntextur einen deutlichen Einfluss auf das Kraftübertragungspotential haben (vgl. Abschnitt 1.2). Für die systematische Verbesserung der Kraftübertragung ist daher ein grundlegendes Verständnis des Einflusses von Textur und Laufstreifenmischung und deren Wechselwirkungen notwendig. Im Rahmen dieser Arbeit soll ein Beitrag zum Verständnis der auftretenden Phänomene geleistet und eine Methode zur effizienten Ermittlung der unterschiedlichen Einflüsse entwickelt werden.

1.2 Stand der Forschung

Im Folgenden werden der Einfluss der Fahrbahntextur und der Laufstreifenmischung auf das Kraftübertragungsverhalten betrachtet und anschließend die auftretenden Wechselwirkungen analysiert. Es werden sowohl Untersuchungen bei trockenen als auch bei nassen Fahrbahnbedingungen als relevant erachtet. Bei Anwesenheit von Wasser als Zwischenmedium treten Phänomene auf, die im Vergleich zu trockenen Bedingungen zu einer deutlichen Reibbeiwertverringerung führen, siehe Gengenbach [Gen67, Gen68], Günter [Gün92], Gnadler et al. [Gna95], Essers und Wohanka [Ess97] und Klempau [Kle04].

1.2.1 Einfluss der Fahrbahntextur auf das Kraftübertragungsverhalten

Der Einfluss der Fahrbahntextur auf das Kraftübertragungsverhalten ist Gegenstand zahlreicher Veröffentlichungen. An dieser Stelle wird lediglich eine Auswahl relevanter Arbeiten vorgestellt.

1.2.1.1 Trockene Fahrbahnbedingungen

Untersuchungen von Krempel [Kre65] (Gürtelreifen), Geyer [Gey71] (Gummiprobe) sowie Schramm [Sch02] (Gummiprobe)

zeigen für Schmirgeloberflächen mit feiner Körnung im Gegensatz zu Schmirgeloberflächen mit gröberer Körnung einen höheren Reibbeiwert. Die Oberflächen Stahl oder Glas liefern in den genannten Versuchen die niedrigsten Reibbeiwerte. Untersuchungen von Kern [Ker67] (Gummiprobe) und Xu et al. [Xu13] (Gummiprobe) zeigen eine Verbesserung der Kraftübertragung bei steigender Kontaktfläche. Reifenmessungen von Fischlein [Fis00] ergeben ebenfalls einen mit zunehmendem Profiltraganteil der Oberfläche steigenden Kraftbeiwert. Messungen von Eichhorn [Eic94] (Reifen) zeigen, dass ein stark polierter Asphalt trocken zu hohen Reibbeiwerten führen kann. Ein poröser Belag hingegen, der bei Nässe vorteilhaft ist, liefert in den genannten Untersuchungen bei trockenen Bedingungen niedrigere Reibbeiwerte als die Vergleichsstrecken mit geringerer Porösität.

Reifenmessungen von Roth [Rot93] bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten (0,7 m/s) zeigen für trockene Bedingungen folgende Rangordnung, beginnend mit der Oberfläche mit den höchsten Kraftbeiwerten: frisch abgestreuter Gussasphalt, länger befahrener Gussasphalt, Korundoberfläche, blanker Stahl. Roth führt die hohen Reibbeiwerte auf dem frisch abgestreuten Gussasphalt auf eine hohe Makro- und Mikrotextur zurück. Das kontinuierliche Befahren des Gussasphaltes führt nach Roth, bedingt durch das Einsinken der Steine in das Bitumen, zu einer Änderung der Makrotextur und einem gleichzeitig zunehmenden Kontakt zwischen Gummi und Bitumen. Weiter reduziert sich, verursacht durch den Poliereffekt, die Mikrotextur auf den Steinoberflächen. Diese Effekte führen nach Roth zu einer Reibbeiwertreduzierung.

Die oben genannten Untersuchungen von Krempel [Kre65], Kern [Ker67], Geyer [Gey71], Eichhorn [Eic94], Fischlein [Fis00], Schramm [Sch02] und Xu et al. [Xu13] legen jedoch nahe, dass bei trockenen Bedingungen eine abnehmende Makrotextur zu einer Erhöhung des Reibbeiwertes führt, verursacht durch die Zunahme der realen Kontaktfläche. Die Beobachtungen von Roth könnten auf

die schwächeren adhäsiven Bindungen im Gummi-Bitumen Kontakt im Vergleich zum Gummi-Stein zurückgeführt werden, wodurch der Reibbeiwert reduziert wird. Die geringeren Kraftbeiwerte auf der Glas- bzw. Stahloberfläche im Vergleich zu den Schmirgeloberflächen in den Untersuchungen von Krempel [Kre65], Geyer [Gey71] und Schramm [Sch02] könnten ebenfalls auf schwächere adhäsiven Gummi-Stahl bzw. Gummi-Glas-Bindungen zurückgeführt werden.

Aus den Literaturergebnissen kann bei trockenen Fahrbahnbedingungen davon ausgegangen werden, dass die tatsächliche Kontaktfläche bzw. der Profiltraganteil sowie das Material der Oberfläche (elektrische Eigenschaften) die maximalen Reibkräfte beeinflussen.

1.2.1.2 Nasse Fahrbahnbedingungen

Die größere Anzahl an Untersuchungen zum Einfluss der Fahrbahntextur befasst sich mit nassen Fahrbahnbedingungen. Wehner et al. [Weh79] zeigen in ihren Messungen einen breiten Variationsbereich der Griffigkeit öffentlicher Straßen. Die Abhängigkeit der übertragbaren Reifenkräfte von der Fahrbahnbeschaffenheit (Textur) bei Nässe zeigen auch [Gen67, Gro68, Gen70, Kra71, Vei71, Kal87, Har91, Eic91, Eic94, Ess97, Bac99, Sch02, Aha12].

Die wegweisenden Grundsatzuntersuchungen von K.-H. Schulze [Sch70, Sch69], basierend auf Messungen mit Gummiproben, liefern einen Beitrag für das Grundverständnis des Textureinflusses auf das Kraftübertragungsverhalten bei Nässe. In den Untersuchungen kommen Einkornbeläge (d.h. Beläge bestehen aus einer „eng begrenzten Kornfraktion“ [Sch70]) aus Brechsand (hohe Mikrotextur) und aus Glasperlen (kaum Mikrotextur) mit unterschiedlichen Kornfraktionen / Perlendurchmessern zum Einsatz. Messergebnisse auf Brechsand zeigen bei kleinen Kornfraktionen im Vergleich zu großen Kornfraktionen einen höheren Abfall des Reibbeiwertes mit steigender Gleitgeschwindigkeit. Bei niedrigen

Gleitgeschwindigkeiten weisen alle Kornfraktionen sehr ähnliche Reibbeiwerte auf. Die gemessenen Reibbeiwerte auf den Glasperlen liegen insgesamt, im Vergleich zu den Belägen aus Brechsand, auf einem niedrigeren Niveau. Die höchste Geschwindigkeitsabhängigkeit zeigen die Messungen auf der Oberfläche mit kleinen Glasperlen. Im Gegensatz zum Brechsand mit unterschiedlichen Kornfraktionen sind bei den Glasperlen die Unterschiede in den Reibbeiwerten zwischen unterschiedlichen Perlendurchmessern bei hohen Gleitgeschwindigkeiten geringer und bei niedrigen Geschwindigkeiten höher. Der Reibbeiwert auf den Oberflächen mit kleinem Perlendurchmesser fällt mit steigender Gleitgeschwindigkeit; mit zunehmendem Perlendurchmesser verringert sich der Geschwindigkeitseinfluss. Bei großen Perlendurchmessern kommt es zu einem mit der Gleitgeschwindigkeit zunehmenden Reibbeiwert (bedingt durch zunehmende Hysteresereibung bei sehr hohem Drainagevermögen der Oberfläche). Die Ergebnisse von K.-H. Schulze zeigen, dass eine gewisse Schärfe der Textur notwendig ist, um hohe Reibbeiwerte zu erzielen. Um bei steigenden Geschwindigkeiten das Wasser aus der Textur zu verdrängen und damit einen starken Reibbeiwertabfall zu verhindern, muss die Oberfläche eine gewisse Makrotextur aufweisen. Ist gar keine Texturschärfe (Mikrotextur) vorhanden, dann ist das gute Drainagevermögen der Fahrbahn nahezu wirkungslos, da der Restwasserfilm nicht durchstoßen werden kann. K.-H. Schulze [Sch70, Sch69] zeigt ebenfalls Untersuchungen zum Einfluss des Drainageverhaltens von Oberflächen und kommt zu dem Schluss, dass nicht nur das Drainagevolumen entscheidend ist, sondern auch die Verteilung der Drainagerillen (eng beieinander liegend ist besonders günstig). Der Abfall des Gleitbeiwertes ist vom Drainagevermögen und von der Schärfe der Textur abhängig. Der Vergleich der Ergebnisse der für die oben genannten Untersuchungen von K.-H. Schulze eingesetzten Apparatur mit Blockier-Bremsungen am Schlepprad auf realen Oberflächen zeigt eine gute Übereinstimmung. Hieraus kann gefolgert werden, dass der ermittelte Textureinfluss auch für Reifen gilt.

Die Arbeiten von Grosch und Maycock [Gro68], Veith [Vei71], Geyer [Gey71] und Bürckert [Bür11, Bür12] zeigen auf makroglatten Oberflächen im Vergleich zu makrorauen Oberflächen ebenfalls einen stärkeren Abfall des Reibbeiwertes mit zunehmenden Gleitgeschwindigkeiten. Nach Veith [Vei71] reduziert neben der Makrotextur auch die Schärfe der Textur die Geschwindigkeitsabhängigkeit. Ergebnisse von Kalender [Kal87] demonstrieren, dass sich je nach Geschwindigkeit die Rangordnung zweier Fahrbahnen umkehren kann. Kraemer [Kra71] zeigt, dass die Abhängigkeit des Reibbeiwertes von der Fahrbahntextur durch die Messgeschwindigkeit beeinflusst wird. Bei Fahrgeschwindigkeiten von circa 20 km/h zeigt sich kaum eine Abhängigkeit von der Fahrbahnmakrotextur (betrachtet wurde die Rauhtiefe bei 1 cm Bezugslänge und größer), bei Fahrgeschwindigkeiten von 40 km/h, 60 km/h und 80 km/h hingegen deutlich. Die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Reibbeiwerte wird maßgeblich durch das bereits von Moore [Moo65b] untersuchte Drainagevermögen von Fahrbahnen beeinflusst. Nach Moore verbessert sich das Drainagevermögen mit zunehmender Makrorauigkeit. Nach den Arbeiten von Kraemer [Kra61, Kra71] führt ein niedriger Tragflächenanteil zu einem guten Drainagevermögen und damit einer hohen Griffigkeit. C. Schulze [Sch13] zeigt ebenfalls einen Anstieg des Reibbeiwertes mit zunehmendem Drainagevermögen der Fahrbahn. Ab einem bestimmten Drainagevermögen ist jedoch keine Erhöhung des Reibbeiwertes mehr erkennbar.

In den Arbeiten von Eichhorn [Eic94], Heinrich [Hei97], Schramm [Sch02], Ahammed et al. [Aha12], C. Schulze [Sch13] und Yin [Yin16] werden Korrelationen von Reibbeiwerten aus Reifen- oder Gummiprobenmessungen mit texturbasierten Kenngrößen vorgestellt. Nach Rado [Rad94] wird, bei geringen Wasserfilmhöhen und dem Fall, dass der Wasserfilm lokal durchbrochen werden kann, der Abfall der Umfangskraft-Schlupf-Kennlinie nach dem Maximum durch die Makrotextur bestimmt. Die Höhe des Maximums

hingegen wird durch die Mikrotextur und die Reifenmischung dominiert.

1.2.2 Einfluss der Laufstreifenmischung auf das Kraftübertragungsverhalten

Laufstreifenmischungen unterscheiden sich hinsichtlich ihres eingesetzten Polymeres bzw. durch die Zusammensetzung der Polymere, die zum Beispiel durch die Zugabe von Füllstoff (Ruß, Silica), Öl oder Schwefel variiert werden kann. Je nach Zusammensetzung ändert das Gummi seine viskoelastischen Eigenschaften, bestimmt durch den Speichermodul E', den Verlustmodul E'' sowie den sich daraus ergebenden komplexen Modul E^* und den Verlustfaktor $\tan(\delta)$, siehe Abschnitt 2.1.1. Zwischen den viskoelastischen Eigenschaften und dem Kraftübertragungsverhalten besteht ein Zusammenhang. Empirische Formulierungen basierend auf den genannten Moduln bzw. dem Verlustfaktor für Reibbeiwerte auf trockenen oder auch nassen Oberflächen zeigen beispielsweise die Arbeiten von Bulgin et al. [Bul62], Bassi [Bas65], Heinrich [Hei92], Veith [Vei96], Bachmann [Bac99] und Amino und Uchiyama [Ami00]. Aufgrund der unterschiedlichen viskoelastischen Eigenschaften (unterschiedliche Frequenz- und Temperaturabhängigkeiten) kann die Geschwindigkeitsabhängigkeit des Reibbeiwertes je nach Laufstreifenmischung unterschiedlich ausgeprägt sein, siehe z. B. Veith [Vei71].

Im Folgenden sollen die prinzipiellen Einflüsse der Härte, des Füllstoffgehalts und der Glasübergangstemperatur von Laufstreifenmischungen vorgestellt werden.

1.2.2.1 Einfluss der Gummihärte

Die Härte des Laufstreifengummis (gemessen in Shore A) kann unter anderem durch folgende Maßnahmen beeinflusst werden:

- Füllstoffgehalt (Anstieg bewirkt Zunahme der Härte)
- Schwefelgehalt (Anstieg bewirkt Zunahme der Härte)
- Ölgehalt (Anstieg bewirkt Abnahme der Härte)
- Eingesetztes Polymer

Die Analyse des Füllstoffgehaltes in Abschnitt 1.2.2.2 zeigt, dass die Maßnahme, mit der die Härte variiert wird, ebenfalls einen Einfluss auf das Kraftübertragungspotential hat. Im folgenden Literaturüberblick wird daher, wenn bekannt, die Mischungsmaßnahme genannt. Tabelle 1-1 gibt einen Überblick über alle in diesem Abschnitt angeführten Literaturquellen.

Tabelle 1-1: Übersicht der für den Einfluss der Mischungshärte auf das Kraftübertragungspotential angeführten Literaturquellen. (- bedeutet keinen Einfluss). Hart „besser“ bedeutet, dass die harte Mischung im Vergleich zu der weichen Mischung zu höheren Kraftbeiwerten führt, Weich „besser“ entsprechend umgekehrt.

Quelle	**Maßnahme**					**Fahrbahn**		**Probenkörper**	**Härte-Einfluss**	
	Ruß	Öl	Polymer	Vulkanisierungsgrad	Schwefel	Nass	Trocken		Hart „besser“	Weich „besser“
Bulgin et al. [Bul62]	x						x	Gummiprobe		x
Giles et al. [Gil62]						x			x	
Sabey et al. [Sab64]						x		SRT-Pendel	-	
Kern [Ker67]			x			x		Gummiproben		x
Percarpio et al. [Per68]	x	x	x	x		x		SRT-Pendel	x	x
Veith [Vei71]	x	x		x		x		Reifen	x	
Peterson et al. [Pet74]					x	x		SRT-Pendel	x	
Wies et al. [Wie99]						x	x	Reifen		x
Wang et al. [Wan08a]	x	x			x	x		SRT-Pendel		x
								Groschrad	x	
Fischlein [Fis00]							x	Reifen		x
						x			x	x
Amino et al. [Ami00]		x				x		SRT-Pendel		x
Bürckert [Bür19]						x		Reifen / Groschrad	x	

a) Trockene Fahrbahnbedingungen

Der Einfluss der Mischungshärte auf das Kraftübertragungsverhalten bei trockenen Fahrbahnbedingungen wird nur in wenigen Arbeiten untersucht. Die Autoren Bulgin et al. [Bul62] (Variation der Rußmenge), Wies et al. [Wie99] sowie Fischlein [Fis00] zeigen allesamt eine Zunahme des Reibbeiwertes bei abnehmender Mischungshärte. Fischlein [Fis00] führt als Ursache die vergrößerte

Kontaktfläche der weichen Mischung an. Die Mischungshärte hat bei den Untersuchungen von Fischlein auf einer makrorauen Oberfläche einen größeren Einfluss als auf einer makroglatten Oberfläche.

b) Nasse Fahrbahnbedingungen

Bei Anwesenheit von Wasser als Zwischenmedium ist der Einfluss der Mischungshärte nicht mehr eindeutig. Sabey und Lupton [Sab64] kommen in ihren Untersuchungen mit unterschiedlichen Mischungen und Fahrbahnen (sehr glatt und poliert, glatt und poliert, Schmirgelpapier Textur, sehr scharf, grobe Textur mit scharfen und polierten Steinen, grobe Textur und scharfe Steine, grobe Textur und polierte Steine) unter Einsatz eines Skid Resistance Tester (SRT-Pendel) zu dem Schluss, dass die Mischungshärte nahezu keinen Einfluss auf den Pendelwert bzw. auf den Reibbeiwert hat. Untersuchungen von Kern [Ker67] (Variation der Polymere) mittels Gummiproben zeigen auf allen eingesetzten Oberflächen (Metall poliert, Metall sandgestrahlt fein, Metall sandgestrahlt grob, Stein, Metall gekordelt) eine Zunahme des Reibbeiwertes mit abnehmender Mischungshärte. ABS-Bremsungen auf Asphaltfahrbahnen von Wies et al. [Wie99] zeigen ebenfalls für Reifen mit weicher Laufstreifenmischung eine bessere Kraftübertragung. Messungen mit einem SRT-Pendel auf unterschiedlichen Siliziumkarbid-Oberflächen von Amino und Uchiyama [Ami00] (Variation der Ölmenge) zeigen ebenfalls eine Reibbeiwertzunahme mit abnehmender Mischungshärte.

Im Gegensatz dazu treffen Giles et al. [Gil62], basierend auf Messungen mit einem Skid Resistance Tester (SRT-Pendel), die Aussage, dass die Nassrutschfestigkeit mit zunehmender Mischungshärte zunimmt. Reifenmessungen von Veith [Vei71] (Variation der Ruß- und Ölmenge sowie des Vulkanisierungsgrades) auf einer Fahrbahn mit glatten Kieselsteinen weisen ebenfalls eine Zunahme des Reibbeiwertes mit steigender Mischungshärte auf. Der Anstieg

des Reibbeiwertes ist nicht bei allen eingesetzten Polymeren (jeweils mit unterschiedlichen Ölgehalten zur Beeinflussung der Mischungshärte) gleich. Peterson et al. [Pet74] (Variation der Schwefelmenge) untersuchen mit Hilfe eines SRT-Pendels unterschiedliche Mischungen mit unterschiedlichen Härten auf einer rutschigen Asphaltoberfläche. Sie zeigen eine Zunahme des Reibbeiwertes mit zunehmender Mischungshärte. Untersuchungen von Bürckert [Bür19] - sowohl an einem Reifenprüfstand als auch an einem Groschrad-Prüfstand - ergeben auf einer Korund-Oberfläche (Safety-Walk) mit zunehmender Mischungshärte eine Zunahme des Reibbeiwertes.

Die oben genannten Arbeiten machen bereits deutlich, dass keine eindeutige Aussage zum Einfluss der Mischungshärte gemacht werden kann. Es muss auch davon ausgegangen werden, dass die Dämpfung bei der Variation der Härte nicht konstant gehalten wurde. Die Arbeit von Percarpio und Bevilacqua [Per68] (unter anderem Variation der Ruß- und Ölmenge, des Polymeres, der Vulkansierung) dokumentiert in einer umfassend angelegten Studie mittels SRT-Pendel eine Wechselwirkung zwischen dem Einfluss der Mischungshärte auf den Reibbeiwert bzw. Pendelwert und der Fahrbahntextur. Die Autoren zeigen zum Beispiel auf einer sandgestrahlten Glasoberfläche einen mit zunehmender Mischungshärte steigenden Pendelwert, auf Asphalt oder welligem poliertem Glas eine Zunahme des Reibbeiwertes mit abnehmender Mischungshärte. Die Autoren folgern daraus, dass der Reibbeiwert lediglich auf abrasiven nicht rutschigen Oberflächen mit steigender Mischungshärte zunimmt [Per68]. Spätere Untersuchungen am Reifen von Fischlein [Fis00] zeigen eine bessere Kraftübertragung der harten Laufstreifenmischung auf einer Korund-Oberfläche (Safety-Walk), auf einer Asphalt-Fahrbahn mit einer höheren Makrotextur hingegen eine bessere Kraftübertragung der weichen Mischung. Fischlein begründet dies durch die bei einer harten Mischung örtlich höhere Pressung an den Texturspitzen und die damit verbes-

serte Verdrängung des Wassers aus der Mikrotextur. Untersuchungen mit einem SRT-Pendel von Wang und Kutsovsky [Wan08a] (Zugabe unterschiedlicher Ruß-, Öl- und Schwefelmengen) zeigen auf einer sandgestrahlten Glasoberfläche eine Abnahme des Reibbeiwertes mit steigender Mischungshärte, dies steht im Gegensatz zu Percarpio und Bevilacqua [Per68], die auf einer sandgestrahlten Oberfläche einen mit zunehmender Härte steigenden Pendelwert feststellen. Messungen von Wang und Kutsovsky [Wan08a] mit Gummirädern (Groschräder), bestehend aus den gleichen Mischungen wie die Proben für die Untersuchungen anhand des SRT-Pendels, durchgeführt auf einer Korund-Oberfläche (Safety-Walk), zeigen hingegen einen umgekehrten Einfluss der Mischungshärte. Die Autoren führen diesen Effekt unter anderem darauf zurück, dass alle Messungen bei gleicher Last durchgeführt wurden und die relative Zunahme der Kontaktlänge aufgrund einer geringen Mischungshärte am SRT-Pendel relativ gesehen höher ist als am Gummirad. Die Längenzunahme, aber auch die unterschiedlichen Oberflächen, können nach eigener Interpretation die unterschiedlichen Mischungshärteeinflüsse erklären. Weiter sind am SRT-Pendel und am abrollenden Gummirad die Zonen der Kraftübertragung (vgl. Abschnitt 2.3.1) unterschiedlich ausgeprägt.

1.2.2.2 Einfluss des Füllgrades des Gummis

Durch die Verwendung aktiver Füllstoffe wie Ruß oder Silica (amorphe Kieselsäure) kann der Verschleiß reduziert und die Festigkeit des Polymers verbessert werden. Weiter verbessern Füllstoffe die Kraftübertragung bei trockenen und nassen Fahrbahnbedingungen. Mit zunehmendem Füllstoffanteil nimmt die Härte zu. Die Zugfestigkeit des Gummis erreicht bei einem bestimmten Füllgrad ein Maximum und fällt dann bei weiterer Erhöhung der Füllstoffmenge wieder ab. Ähnliches gilt für den Verschleiß. Auch hier gibt es eine optimale Füllstoffmenge, deren Überschreitung wieder zu einem Anstieg des Verschleißes führt. Silica verbessert gegenüber Ruß maßgeblich den Rollwiderstand und gleichzeitig den

Nassgriff. Diese Verbesserung ist auch in den $tan(\delta)$-Verläufen zu sehen: Bei Zugabe von Silica im Vergleich mit Ruß verringert sich im niedrigen, für den Rollwiderstand maßgeblich verantwortlichen Frequenzbereich der Verlustfaktor und im höheren, für den Nassgriff relevanten Frequenzbereich, erhöht sich der Verlustfaktor. [Uhr01, Bri02, Hui12]

a) Trockene Fahrbahnbedingungen

Messerschmitt [Mes69] zeigt anhand von Gleitkörpermessungen bei trockenen Bedingungen für drei unterschiedliche Ruß-Arten einen Anstieg des Gleitreibbeiwertes mit zunehmender Füllstoffmenge (40 phr bis 60 phr). Mit zunehmendem Ruß-Anteil steigt die Härte des Gummis, wobei Messerschmitt den Einfluss der Mischungshärte als gering einstuft.

b) Nasse Fahrbahnbedingungen

Bassi [Bas65] führt anhand eines SRT-Pendels auf unterschiedlichen Oberflächen Untersuchungen mit verschiedenen unterschiedlich mit Ruß gefüllten Polymeren durch. Abhängig vom eingesetzten Polymer zeigt eine Erhöhung der Rußmenge keinen Einfluss, weder einen Anstieg noch einen Abfall des Pendelwertes. Peterson et al. [Pet74] zeigen einen Anstieg des Verlustfaktors, der Mischungshärte und der Zugfestigkeit mit steigendem Ruß-Anteil. Mit dem ansteigenden Verlustfaktor und der damit erhöhten Hysterese begründen die Autoren eine Zunahme der Nassrutschfestigkeit mit steigendem Ruß-Anteil. Untersuchungen anhand von Gummirädern auf einem nassen Schleifstein von Boonstra [Boo74] ergeben einen mit zunehmendem Ruß-Anteil bzw. zunehmender Mischungshärte abfallenden Reibbeiwert. Untersuchungen mittels Reifen zeigen eine Erhöhung des Reibbeiwertes durch die Erhöhung des Ruß-Anteils bzw. durch die Erhöhung der Mischungshärte.

Eine detaillierte Analyse der Unterschiede zwischen Ruß und Silica als Füllstoff erfolgt durch die Arbeiten Wang und Kutsovsky [Wan08a, Wan08b]. Ihre Messungen zeigen eine durch die Verwendung von Silica statt Ruß verbesserte Kraftübertragung. Die Autoren zeigen, dass nach einem Bremsvorgang der Füllstoff Ruß mit Gummi bedeckt ist, Silica hingegen an der Oberfläche frei liegt [Wan08b]. Durch den deutlich geringeren Modul des Gummis im Vergleich zu Silica wird das Kraftübertragungsverhalten bei Nässe beeinflusst. Nach Wang und Kutsovsky [Wan08b] erweist sich bei Nässe in der Annäherungszone und Übergangszone (siehe Abschnitt 2.3.1) Silica als Füllstoff vorteilhaft, da der höhere Modul eine bessere Verdrängung des Wassers aus dem Kontakt bewirkt. In der Kontaktzone hingegen ist Ruß als Füllstoff günstiger. Welcher Füllstoff zu einer besseren Kraftübertragung führt, hängt von den Ausprägungen der unterschiedlichen Zonen im Reifen-Fahrbahn-Kontakt und damit der Fahrbahntextur ab.

1.2.2.3 Einfluss der Glasübergangstemperatur des Gummis

Unterhalb der Glasübergangstemperatur T_g ist das Gummi spröde und hart, oberhalb dieser Temperatur weich und flexibel (abhängig von der Anregungsfrequenz, siehe Abschnitt 2.1.1). Nordsiek [Nor85] zeigt anhand unterschiedlicher Mischungen die horizontale Verschiebung der $tan(\delta)$-Verläufe mit variierender Glasübergangstemperatur. Nach Torbrügge et al. [Tor15] beeinflusst die Glasübergangstemperatur maßgeblich den dynamischen Modul und damit die Kontakt- und Reibungsbedingungen. Die Glasübergangstemperatur kann durch die Wahl bzw. die Zusammensetzung des Polymeres variiert werden. So führt zum Beispiel ein höherer Vinyl- oder Styrol-Anteil zu einer höheren Glasübergangstemperatur [Nor85, Yos86].

a) Trockene Fahrbahnbedingungen

Nach Peterson et al. [Pet74] hat die Glasübergangstemperatur nahezu keinen Einfluss auf das Kraftübertragungsverhalten bei trockenen Bedingungen. Es ist jedoch davon auszugehen, dass je nach Temperatur des Gummis sowie der Anregungsfrequenz der Fahrbahntextur eine deutliche Abhängigkeit zwischen Kraftübertragung und Glasübergangstemperatur besteht. Nahe des Glasübergangspunktes ist der Verlustmodul $tan(\delta)$ sehr stark temperatur- und frequenzabhängig. Liegt die Anregungsfrequenz (bedingt durch die Fahrbahntextur und der Gummitemperatur) in diesem sensitiven Bereich, könnte eine geringe Veränderung der Glasübergangstemperatur bereits eine deutlich veränderte Kraftübertragung hervorrufen.

b) Nasse Fahrbahnbedingungen

Alle im Folgenden genannten Untersuchungen wurden bei nassen Bedingungen und mit Hilfe eines SRT-Pendels durchgeführt. Messungen von Peterson et al. [Pet74] mit Mischungen unterschiedlicher Styrol-Anteile zeigen einen mit zunehmender Glasübergangstemperatur (-105 °C bis -30 °C) steigenden Pendelwert. Nordsiek [Nor85] zeigt bei ähnlichen Mischungsmaßnahmen wie in Peterson et al. ebenfalls mit zunehmender Glasübergangstemperatur (circa - 100 °C bis - 20 °C) einen Anstieg des Pendelwertes. Messungen von Yoshioka et al. [Yos86] mit Mischungen unterschiedlicher Vinyl-Anteile decken einen Bereich der Glasübergangstemperatur zwischen circa - 100 °C und 0 °C ab. Die Ergebnisse zeigen einen Anstieg des Pendelwertes bis zu einer Glasübergangstemperatur von circa - 30 °C. Mit weiterer Erhöhung der Glasübergangstemperatur fällt der Wert wieder ab. Messungen von Heinrich [Hei92] dokumentieren bei zunehmender Glasübergangstemperatur (-104 °C bis -23 °C) ebenfalls eine Zunahme des Pendelwertes. Innerhalb einer Polymergruppe korrelieren die Pendelwerte sehr gut mit der Glasübergangstemperatur. Naturkautschuk beispielsweise führt

hingegen trotz niedrigerer Glasübergangstemperatur zu einem höheren Pendelwert als dies für Gummi aus Styrol-Butadien-Kautschuk der Fall ist.

1.2.3 Wechselwirkungen Fahrbahntextur – Laufstreifenmischung

Im Gegensatz zu Abschnitt 1.2.2 liegt nun das Hauptaugenmerk auf dem Einfluss der Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung auf das Kraftübertragungsverhalten.

Die vorgestellten Untersuchungen zum Einfluss der Mischungshärte (vgl. Abschnitt 1.2.2.1) zeigen bei trockenen Fahrbahnbedingungen einen mit abnehmender Härte zunehmenden Reibbeiwert [Bul62, Wie99, Fis00]. Die Literaturergebnisse zum Einfluss der Laufstreifenmischung auf das Kraftübertragungsverhalten bei Nässe sind nicht eindeutig. Wenige Autoren zeigen, dass die Mischungshärte keinen Einfluss hat [Sab64], andere Arbeiten ergeben eine mit zunehmender Mischungshärte abnehmende [Ker67, Wie99, Ami00] bzw. zunehmende [Gil62, Vei71, Pet74, Bür19] Kraftübertragung. Weitere Untersuchungen zeigen hingegen eine Abhängigkeit des Einflusses der Mischungshärte von der Fahrbahntextur [Per68, Fis00, Wan08a].

Der Vergleich von mit Ruß und Silica gefüllte Mischungen durch Wang und Kutsovsky [Wan08a] (vgl. Abschnitt 1.2.2.2) kommt zu dem Schluss, dass bei Nässe die mit Silica gefüllten Polymere in der Annäherungs- und Übergangszone vorteilhaft sind. Basierend darauf wird die Hypothese aufgestellt, dass der Einfluss des Silica-Anteils auf die Kraftübertragung abhängig von der Ausprägung der Fahrbahntextur und damit auch der genannten Zonen ist.

Untersuchungen am Reifen auf nassen Fahrbahnen von Grosch und Maycock [Gro68] zeigen, dass auf unterschiedlichen Oberflächen

die Geschwindigkeitsabhängigkeiten der einzelnen Mischungen variieren. Auf glatten Oberflächen unterscheiden sich die Geschwindigkeitsabfälle der unterschiedlichen Mischungen nur wenig, auf einer groben Oberfläche sind die Unterschiede größer. Reifenmessungen von Veith [Vei71], ebenfalls bei Nässe durchgeführt, zeigen eine Rangordnungsumkehr unterschiedlicher Mischungen, abhängig von Textur und Prüfgeschwindigkeit. Blockier-Bremsungen bei nassen Fahrbahnbedingungen von Hartmann [Har91] ergeben einen deutlichen Einfluss der Fahrbahntextur auf die Rangordnung der fünf in seiner Arbeit verwendeten Reifen. Ein auf einer Fahrbahn mit hoher Griffigkeit relativ gesehen bester Reifen zeigte auf einer Oberfläche mit niedriger Griffigkeit die geringsten Gleitbeiwerte. Hartmann führt die starke Abhängigkeit der Rangordnungen der Reifen von der Fahrbahntextur unter anderem darauf zurück, dass beispielsweise eine Mischung, die hohe adhäsive Reibkräfte erzeugt, bei schlechter Wasserverdrängung (bei fehlender Mikrotextur) stärker im Nachteil ist als eine Mischung, die mehr Reibkräfte durch Hysterese erzeugt. Hartmann folgert daraus, dass der Kraftschluss von Reifen stets nur als Wechselwirkung zwischen dem Reifen (Gummimischung, Profilgestaltung, Reifenaufbau) und der Fahrbahntextur betrachtet werden darf.

1.3 Ziel der Arbeit

Viele Untersuchungen zum Einfluss von Mischungsmaßnahmen (Härte, Glasübergangstemperatur, Füllstoffgehalt) auf das Kraftübertragungspotential wurden anhand eines SRT-Pendels durchgeführt. Die Arbeit von Wang und Kutsovsky [Wan08a] zeigt, dass der Einfluss der Laufstreifenmischung bei Nässe abhängig von den Vorgängen im Reifen-Fahrbahn-Kontakt ist. Viele Untersuchungen wurden mit rußgefüllten Mischungen durchgeführt. Die Ergebnisse können nicht direkt auf silicagefüllte Laufstreifenmischungen übertragen werden. Die teilweise widersprüchlichen Ergebnisse

zum Einfluss der Mischungshärte, in einigen Fällen begründet durch die unterschiedlich eingesetzten Oberflächen, zeigen, dass hier noch Forschungsbedarf besteht und die Wechselwirkungen im Reifen-Fahrbahn-Kontakt noch nicht vollständig verstanden sind.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen daher Untersuchungen am Reifen unter realen sowie gut reproduzierbaren Bedingungen an einem Reifenprüfstand durchgeführt werden. Um die Wechselwirkungen zwischen Laufstreifenmischung und Fahrbahntextur herausarbeiten zu können, sollen sechs unterschiedliche Mischungen, die sich hinsichtlich ihrer Härte, Glasübergangstemperatur und ihrem Silica-Füllstoffgehalt unterscheiden, untersucht werden. Die Messungen sollen sowohl bei trockenen als auch nassen Fahrbahnbedingungen durchgeführt werden.

Weitere Einflussgrößen wie z. B. die Profilgeometrie, das Fahrbahnmaterial sowie die Druck- und Spannungsverteilungen in der Reifenaufstandsfläche (beeinflusst durch Parameter wie Radlast, Sturzwinkel, Fülldruck und Schräglaufwinkel) können ebenfalls mit der Laufstreifenmischung und der Fahrbahntextur wechselwirken. Diese Parameter werden jedoch im Rahmen dieser Arbeit konstant gehalten. Für ein detailliertes Verständnis der Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung ist es in einem ersten Schritt zielführender, die konstant gehaltenen Parameter so zu wählen, dass diese realistische Bedingungen bestmöglich widerspiegeln. In einem weiteren Schritt lässt sich dann das im Rahmen dieser Untersuchung erlangte Wissen auf weitere Einflussgrößen anwenden. Dies soll aber nicht Gegenstand dieser Arbeit sein.

Eine umfangreiche Variation der Fahrbahntexturen an einem Reifenprüfstand ist aufgrund der sehr aufwändigen Herstellung der Fahrbahn nahezu unmöglich. Ebenso ist bei der Entwicklung von Laufstreifenmischungen die Herstellung von Reifen sehr kostenintensiv. Diese Rahmenbedingungen erfordern eine Methode, mit

Hilfe derer anhand von Gummiproben eine Abschätzung der Wechselwirkungen unter realistischen Kontaktbedingungen möglich wird. Die in der Literatur genannten Arbeiten zeigen, dass vor allem die Nassrutschfestigkeit für die Fahrsicherheit entscheidend ist. Aus diesem Grund sollen, abgesehen von den Untersuchungen am Reifen, im Wesentlichen Messungen mit Wasser als Zwischenmedium durchgeführt werden. Die Methode zur Abschätzung des Mischungseinflusses auf unterschiedlichen Texturen soll ein physikalisches Reifenmodell zur Prädiktion von longitudinalen Charakteristiken enthalten. Der Fokus liegt hier auf einer Variation der Laufstreifenmischungen. Einer der wichtigsten Eingangsparameter für Reifenmodelle sind so genannte Reibbeiwert-Kennfelder. Diese werden meist über theoretische Ansätze oder experimentell mittels Gleitkörpermessungen ermittelt. Die Messungen mittels Gleitkörper haben jedoch den Nachteil, dass die vorliegenden Kontaktbedingungen denen am Reifen nicht gleichen. Aus diesem Grund soll eine Möglichkeit geschaffen und validiert werden, anhand derer entsprechende Reibbeiwert-Kennfelder aus Gummirad-Messungen ermittelt werden können. Gummiräder bzw. Groschräder haben den Vorteil, dass durch den abrollenden Kontakt realistischere Bedingungen vorliegen als dies bei einem Gleitkörper der Fall ist.

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik am Karlsruher Institut für Technologie besitzt zwei Prüfstände, die für die Untersuchung dieser Wechselwirkungen prädestiniert sind. Der Karlsruher Innentrommelprüfstand ermöglicht die Untersuchung des Kraftübertragungsverhaltens von Reifen bei trockenen und nassen Fahrbahnbedingungen auf unterschiedlichen Oberflächen. Der Griffigkeits- und Abriebsprüfstand des Institutes ermöglicht Untersuchungen an einem Gummirad (sogenanntes Groschrad) auf realen Straßenbohrkernen.

2 Grundlagen

2.1 Gummieigenschaften

Den Hauptbestandteil der bei Reifen verwendeten Laufstreifenmischung stellt das Polymer. Das Polymer kann Synthese- oder Naturkautschuk sein. Eine gute Haltbarkeit der Mischung sowie ein geringer Reifenabrieb wird über die Füllstoffe Ruß oder Silica erreicht. Erst durch die Vulkanisation werden die Polymerketten durch Schwefelbrücken verbunden, sodass sich ein stabiles Netzwerk ausbildet und man hier von dauerelastischem Gummi sprechen kann. [Wor13] [Röt13]

2.1.1 Viskoelastisches Verhalten von Gummi

Das viskoelastische Verhalten von Gummi zeichnet sich dadurch aus, dass bei dynamischer Beanspruchung durch den viskosen Anteil ein Teil der bei der Deformation verrichteten Arbeit in Wärme umgewandelt wird. Bei vorgegebener Spannung σ erfolgt aufgrund der Dämpfungseigenschaft des Materials phasenverschoben um den Winkel δ die Deformation ε, siehe Abbildung 2-1. Dieses Phänomen wird auch als Hysterese bezeichnet. Der Winkel δ ist der sogenannte Verlustwinkel. Durch die Einführung des komplexen E-Moduls E^* lässt sich das Hooke'sche Gesetz für viskoelastische Materialien erweitern. Der komplexe Modul setzt sich zusammen aus dem Speichermodul E', dem Realteil, und dem Verlustmodul E'', dem Imaginärteil des Moduls E^*. Der Verlustwinkel δ ist hierbei der Winkel zwischen Realteil und Imaginärteil (vgl. Abbildung 2-1). Der Quotient aus Verlustmodul und Speichermodul bildet den Verlustfaktor $\tan(\delta)$ und stellt ein Maß für das Verhältnis zwischen dissipierter und gespeicherter Energie dar. [Mic05, Bro06, Wra14]

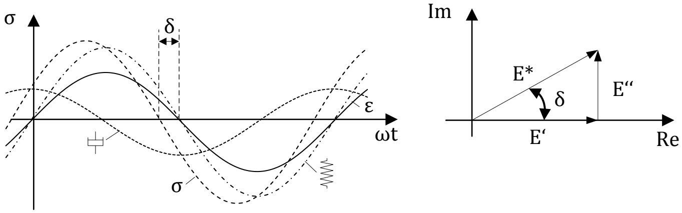


Abbildung 2-1: Links: Sinusförmige Deformation ε eines viskoelastischen Materials und die daraus resultierende phasenverschobene Spannung σ, die sich aus einem Feder- und Dämpferanteil zusammensetzt, nach [Bro06]. Rechts: Komplexer E-Modul und Verlustwinkel δ.

Die Module E' und E'' und damit E^* sowie δ sind abhängig von der Lastfrequenz und der Temperatur, vgl. Abbildung 2-2. Bei sehr geringen Frequenzen spielt die Dämpfung eine untergeordnete Rolle und das Material verhält sich eher elastisch. Bei einer Erhöhung der Frequenz können die Polymerketten aufgrund der abnehmenden Zeit, die für die Relaxation zur Verfügung steht, nicht mehr in ihre Entspannungslage zurückkehren und das Material versteift. Nachdem der Verlustmodul $\tan(\delta)$ sein Maximum erreicht hat, nimmt das Material bei weiterer Erhöhung der Frequenz glasähnliche Eigenschaften an, es versprödet. Neben der Lastfrequenz beeinflusst die Temperatur maßgeblich das viskoelastische Verhalten. Eine charakteristische Kenngröße ist die sogenannte Glasübergangstemperatur T_g (gültig für eine bestimmte Lastfrequenz), oberhalb derer sich das Material zunehmend flexibel und elastisch verhält, da durch die erhöhte Temperatur die Beweglichkeit der Moleküle zunimmt. Umgekehrt wird unterhalb der Glasübergangstemperatur das Material zunehmend spröde. [Mic05]

Für Elastomere gilt das Temperatur-Frequenz-Äquivalenzprinzip von Williams, Landel und Ferry [Wil55]. Dieses WLF-Gesetz besagt, dass eine Erhöhung der Temperatur den gleichen Einfluss auf die viskoelastischen Eigenschaften hat wie eine Verringerung der Frequenz. Größenordnungsmäßig entspricht im niedrigen Frequenzbereich (10 Hz bis 10^5 Hz) eine Temperaturzunahme um 7 °C bis 8 °C in etwa einer Frequenzabnahme um eine Dekade [Mic05].

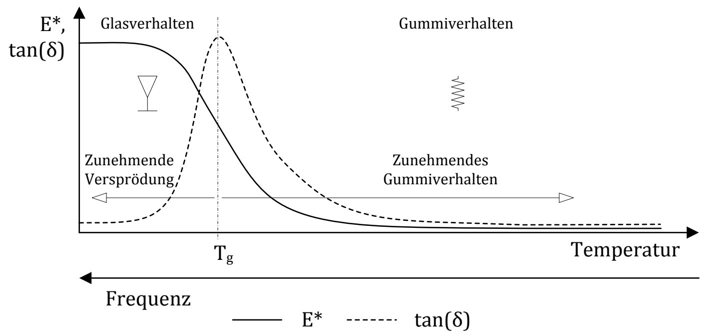


Abbildung 2-2: Einfluss der Lastfrequenz bei konstanter Temperatur bzw. Einfluss der Temperatur bei konstanter Frequenz auf den komplexen Modul und Verlustfaktor, nach [Mic05].

2.1.2 Der Payne-Effekt

Die Abhängigkeit der viskoelastischen Eigenschaften von Elastomeren von deren Deformationsamplitude wird als Payne-Effekt bezeichnet. Diese Eigenschaft gilt vor allem für gefüllte Elastomere (Zugabe von Ruß oder Silica). Stambaugh [Sta42] stellte bei solchen Elastomeren eine Abhängigkeit des Moduls von der Deformationsamplitude fest. Dieses Phänomen wurde später genauer von Payne untersucht [Pay62b, Pay62a, Pay64]. Nach Payne setzt sich der Elastizitätsmodul aus verformungsabhängigen und -unabhängigen Komponenten zusammen, siehe Abbildung 2-3. Der Anteil des Elastomernetzwerks (①) am Speichermodul entspricht dem Elastizitätsmodul eines ungefüllten vulkanisierten Elastomers. Die hydrodynamische Verstärkung (②) wird verursacht durch den nicht verformbaren Füllstoff in einer verformbaren Polymermatrix. Die Verstärkung ist proportional zum Füllstoffanteil. Die Verbindung der Polymerketten mit der Füllstoffoberfläche (③) reduziert deren Beweglichkeit. Der verformungsabhängige Teil des Speichermoduls ist auf die Füllstoff-Füllstoff-Wechselwirkung (④) zurückzuführen. Bei kleinen Amplituden leistet diese Art der Wechselwirkungen Widerstand. Wird die Deformation zu groß, bricht das

Füllstoff-Netzwerk zusammen und führt zu einer Abnahme des Moduls mit steigender Deformation. Das Füllstoff-Netzwerk kann sich bei Entlastung wieder bilden. [Pay62a, Wor13, Röt13, Wra14]

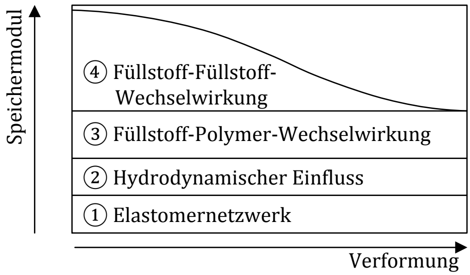


Abbildung 2-3: Schematische Darstellung der Füllstoff-Wechselwirkungen auf den Speichermodul in Abhängigkeit der Verformung, nach [Pay62b].

Abbildung 2-4 zeigt die Abhängigkeit des komplexen Moduls (hier Schermodul G^*) sowie des Verlustfaktors $\tan(\delta)$ von der Dehnrate bei unterschiedlichen Füllgraden (hier Ruß). Bei kleinen Dehnungen zeigen die Elastomere einen großen Einfluss des Füllgrades auf den Modul. Der Abfall des Moduls G^* mit zunehmender Deformation ist bei steigendem Füllstoffgehalt stärker. Das Verhalten des Verlustfaktors $\tan(\delta)$ zeigt bei höheren Füllstoffgehalten grundsätzlich höhere Werte und steigt bis zum Erreichen eines Maximums mit zunehmender Deformation an. Der Anstieg von $\tan(\delta)$ über die Dehnrate ist bei Elastomeren mit hohen Füllgraden größer. Silica zeigt aufgrund der unterschiedlichen Füllstoff-Füllstoff-Wechselwirkungen einen qualitativ ähnlichen, jedoch stärkeren Einfluss auf den komplexen Modul. Das Maximum des Verlustfaktors wird im Vergleich zu Ruß erst bei deutlich höheren Deformationsamplituden erreicht. [Frö05]

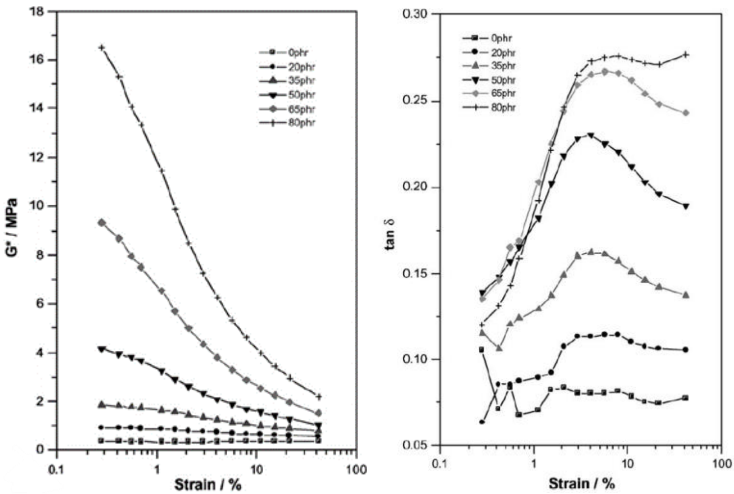


Abbildung 2-4: Einfluss des Füllgrades (Ruß in phr – per hundred rubber) vulkanisierter Polymere auf den komplexen Schubmodul (links) und den Verlustfaktor (rechts). [Frö05]

2.2 Reibmechanismen

Im Gegensatz zu den klassischen Reibgesetzen besteht bei der Elastomer-Reibung eine Abhängigkeit vom Druck, der Gleitgeschwindigkeit und der Temperatur [Kum66]. Die Aufteilung der Gesamtreibkraft in die durch Adhäsion, Hysterese, Kohäsion und viskose Reibung verursachten Kräfte hat sich in Anlehnung an Kummer [Kum66] etabliert [Bac96], siehe Abbildung 2-5. Es müssen nicht alle Reibkraftanteile auftreten und diese müssen auch nicht unabhängig voneinander sein [Gey71].

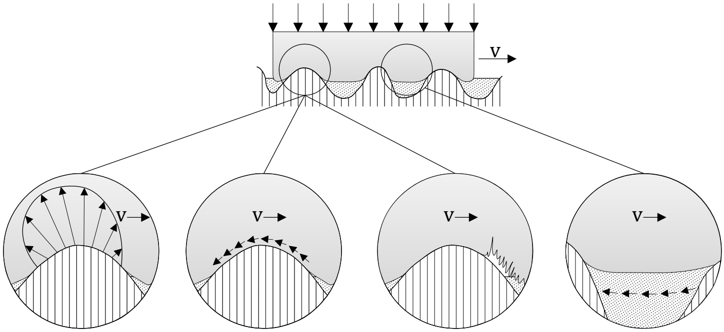


Abbildung 2-5: Auftretende Reibkraftkomponenten der Gummireibung (nach [Kum66, Gey72])

Der kohäsive Anteil der Reibung stellt die zur Vergrößerung der Gummioberfläche und die zum Trennen einzelner Molekülketten notwendige Energie dar [Kum66, Gey71]. Befindet sich ein Medium zwischen Reifen und Fahrbahn, können durch viskose Reibung Scherkräfte übertragen werden [Gey71]. Im Falle von Aquaplaning tritt rein viskose Reibung auf [Eic94]. Diese beiden Anteile werden, sofern kein Aquaplaning auftritt, als vernachlässigbar klein angesehen.

Die Hysterese- und Adhäsionsreibung leisten den größten Anteil zur Gummireibung und werden im Weiteren detaillierter erläutert. Im Folgenden werden die beiden Reibphänomene für den trockenen Fall beschrieben. Liegt ein Zwischenmedium vor, treten zusätzlich Effekte auf, die die Reibungsphänomene maßgeblich beeinflussen können, siehe hierzu später Abschnitt 2.3.

2.2.1 Hysteresereibung

Gleitet Gummi über eine raue Oberfläche, wird es zyklisch verformt. Die auftretenden Frequenzen sind abhängig von der Texturwellenlänge und der Gleitgeschwindigkeit. Weiter sind auch die Deformationsamplituden von Bedeutung, die ebenfalls von der Textur

abhängig sind, aber auch von dem auftretenden Kontaktdruck und der Zeit, die das Gummi hat, um in die Textur einzudringen (Kontaktzeit). Die durch die Deformation hervorgerufenen frequenzabhängigen Dämpfungsverluste im Gummi bewirken eine der Bewegungsrichtung entgegengesetzte Kraft. Wie bereits in Abschnitt 2.1.1 erläutert, sind die Dämpfungseigenschaften von Gummi temperaturabhängig und somit auch die Hysteresereibung. [Kum64]

Nach Mofidi et al. [Mof08] besitzen scheinbar glatte Oberflächen bereits ausreichend Rauigkeit im kleinen Wellenlängenbereich, die einen entscheidenden Beitrag zur Reibung leisten kann.

Die Energiedissipation im Gummi, verursacht durch die Hysteresereibung, erhöht lokal die Temperatur. Persson [Per06] spricht hierbei von der sogenannten Flash-Temperatur. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Gummieigenschaften führt dies zu einer Reibbeiwertänderung. Dieser Effekt ist bei sehr geringen Gleitgeschwindingkeiten vernachlässigbar, kann jedoch ab Gleitgeschwindigkeiten von 0,01 m/s zu Stick-Slip-Phänomenen führen. Theoretische Untersuchungen von Persson zeigen eine durch die Flash-Temperatur verursachte Reduktion des Reibbeiwertes.

2.2.2 Adhäsionsreibung

Zwischen Gummi und Fahrbahn treten molekulare Van-der-Waals-Bindungen auf. Beim Auftrennen dieser Bindungen werden die Molekülketten im Gummi in Schwingung versetzt. Die Dämpfung dieser Schwingungen verursacht eine Energiedissipation im Gummi und leistet so einen Beitrag zur Gummireibung. Der Beitrag der Adhäsionsreibkraft zur Gesamtreibung wird maßgeblich durch die tatsächliche Kontaktfläche beeinflusst. Die Adhäsionsreibung weist eine Geschwindigkeits- und Temperaturabhängigkeit auf. Weiter werden die Bindungen maßgeblich durch die elektrische Rauigkeit

der Kontaktpartner und somit der Materialpaarung beeinflusst. [Kum64, Kum66, Kum67, Kum68]

Nach Persson [Per99] leistet die Adhäsionsreibung nur auf sehr sauberen, trockenen Oberflächen einen nennenswerten Beitrag zur Reibung.

Untersuchungen von Grosch [Gro63] zeigen einen Zusammenhang zwischen den adhäsiven Reibkräften und dem Verlustmodul $\tan(\delta)$. Diesen Zusammenhang zeigt Grosch mittels Ergebnissen von Gleitkörpermessungen auf einer glatten, leicht welligen Glasoberfläche. Basierend auf den Ergebnissen von Grosch etablierte unter anderem Persson [Per98, Per99, Per00] eine neue Theorie zur Beschreibung der Adhäsionsreibung. Nach seiner Auffassung leisten die adhäsiven Kräfte zusätzlich noch einen Beitrag zur Hysteresereibung. Sind die adhäsiven Kräfte ausreichend groß, wird das Gummi im Bereich mikroskopischer Unebenheiten in die Fahrbahntextur hineingezogen. Hierdurch folgt das Gummi den sehr kleinen Wellenlängen (bis zu 1000 Å) und verursacht so einen zusätzlichen Beitrag zur Hysteresereibung. Dieser Effekt tritt nur bei sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten auf, solange die Gummisteifigkeit nicht zu hoch ist und die Adhäsionskräfte ausreichend groß sind. Dieser Effekt kann als adhäsionsunterstützte Mikrohysterese bezeichnet werden. Eine Reduktion des Adhäsionsanteils bewirkt folglich auch eine Verringerung der Hysterese.

2.3 Zwischenmedium Wasser

In den Abschnitten 2.2.1 und 2.2.2 wurden die Reibmechanismen Adhäsion und Hysterese erläutert. Liegt nun ein flüssiges Zwischenmedium, z. B. Wasser, vor, so treten weitere Effekte auf, die die oben genannten Phänomene beeinflussen.

Liegt ein Zwischenmedium im Kontakt vor, so werden die adhäsiven Kräfte stark reduziert [Hei97] und leisten keinen nennenswerten Beitrag zur Kraftübertragung [Per99]. Entfallen die adhäsiven Kräfte, so tritt auch keine adhäsionsunterstützte Mikrohysterese auf. Nach Persson [Per04b] ist bei rauen Oberflächen die Reibung, verursacht durch Adhäsion, auch im trockenen Fall aufgrund der geringen Kontaktfläche vernachlässigbar.

Die 20 % – 30 % geringeren Reibbeiwerte bei Nässe sind folglich nicht alleine auf die Abwesenheit der Adhäsion zurückzuführen. Persson begründet die starke Reduktion der Reibbeiwerte mit dem sogenannten Sealing-Effekt. Das Wasser glättet die Oberflächen und verhindert, dass die Texturrauigkeiten durch Gummi ausgefüllt werden. Es bilden sich kleine Seen, die durch das Gummi abgedichtet werden. Da keine vollständige Abdichtung zu erwarten ist, weisen die Seen eine Leckage auf, wodurch bei längerer Kontaktzeit das Wasser verdrängt werden kann. Die Glättung der Rauigkeit durch das Wasser führt zu einer Reduktion der Hysterese und stellt eine Erklärung für den deutlich geringeren Reibbeiwert bei Nässe dar. [Per04b, Per04a, Per05]

2.3.1 Kontaktzonen in der Reifenaufstandsfläche bei Nässe

Der Einfluss des Zwischenmediums Wasser auf den Reibbeiwert eines Gleitkörpers kann durch die oben genannte Modellvorstellung beschrieben werden. Betrachtet man nun nicht mehr einen einzelnen Gummikörper, sondern einen Reifen, treten auf makroskopischer Ebene weitere Effekte auf. Für den Fall eines rollenden Reifens bei Nässe kann für Geschwindigkeiten unterhalb der Aquaplaninggeschwindigkeit die Aufstandsfläche nach Moore [Moo65b] in drei unterschiedliche Zonen aufgeteilt werden (siehe Abbildung 2-6).

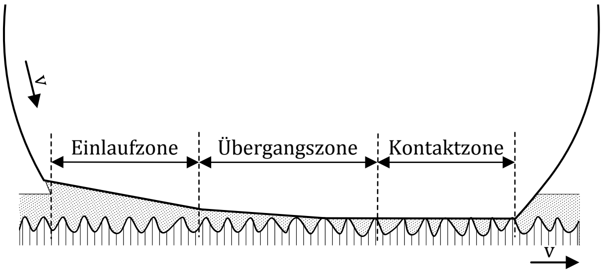


Abbildung 2-6: 3-Zonen-Modell nach Moore (nach [Moo72])

In der sogenannten Einlaufzone befindet sich zwischen Reifen und Fahrbahn ein geschlossener Wasserfilm. Das Wasser wird durch die Pressung aus dem Kontakt verdrängt und es bildet sich ein Wasserkeil. Da hier kein Kontakt zwischen Reifen und den Texturspitzen vorliegt, können lediglich durch viskose Reibung Kräfte übertragen werden, die im Allgemeinen vernachlässigbar klein sind. Nach der Einlaufzone folgt die Übergangszone, die einen relativ kleinen Bereich der Kontaktfläche einnimmt. Hier liegt kein geschlossener Wasserfilm vor. An einzelnen Stellen entsteht lokal Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn. Im hinteren Teil der Aufstandsfläche, der Kontaktzone, stehen die meisten Profilelemente in Kontakt mit der Fahrbahn. Bedingt durch die Makrotextur bleiben Wassernester bestehen. In diesem Bereich werden nahezu alle Reifenkräfte übertragen. Für das Kraftübertragungspotential in der Übergangs- und Kontaktzone stellt die Schärfe der Mikrotextur eine wichtige Größe dar, da an den Rauigkeitsspitzen der Wasserfilm durchbrochen werden kann. Die Ausprägung der einzelnen Zonen wird maßgeblich durch die Höhe des Wasserfilms, die Fahrgeschwindigkeit, Radlast, Pressung, Viskosität der Flüssigkeit und das Drainagevermögen der Fahrbahn sowie des Reifens bestimmt. [Moo65a, Moo65b, Moo72]

2.3.2 Einfluss der Benetzbarkeit von Oberflächen

Zwischen einem Flüssigkeitstropfen und einer festen Oberfläche bildet sich, wie in Abbildung 2-7 gezeigt, ein Winkel Θ. Dieser wird als Kontaktwinkel bezeichnet und beschreibt die wesentliche Kontakteigenschaft zwischen Flüssigkeit und Festkörper. Dieser Winkel kann Werte zwischen 0 ° und 180 ° annehmen. Bei Wasser als Flüssigkeit und einem Kontaktwinkel kleiner 90 ° spricht man von einer hydrophilen und größer 90 ° von einer hydrophoben Oberfläche. Bei einem Kontaktwinkel von 0 ° liegt vollständige Benetzung vor, der Tropfen verläuft. Die Benetzbarkeit wird durch das Material (Oberflächenenergie), die Rauigkeit (u. a. die Topologie) der Oberfläche und durch die vorliegende Flüssigkeit bestimmt. [Pop10]

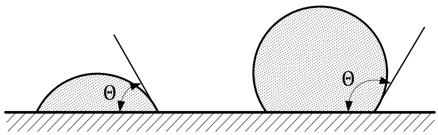


Abbildung 2-7: Flüssigkeitstropfen auf einer festen Oberfläche (nach [Pop10])

Untersuchungen von Clamroth und Heidemann [Cla67] zeigen den Einfluss unterschiedlicher Spülmittel-Konzentrationen (d. h. Zugabe von Tensiden) in Kombination mit unterschiedlichen Vulkanisaten auf den Reibbeiwert (Messungen mit Gummirädern auf einer als Außentrommel ausgeführten Schmirgelscheibe). Die Messungen zeigen einen Einfluss des Vulkanisates auf den Kontaktwinkel sowie die Abnahme des Kontaktwinkels mit zunehmender Spülmittel-Konzentration. Kraftbeiwert-Schlupf-Messungen einer Polybutadienkautschuk-Mischung (BR) weisen bei Zugabe von Tensiden eine deutliche Reduktion der Höhe sowie der charakteristischen Ausprägung des Maximalwertes auf. Mit steigendem Schlupf verringert sich der Einfluss der Spülmittel-Konzentration. Versuche mit einer Naturkautschuk-Mischung (NR) zeigen einen qualitativ ähnlichen Verlauf, aber geringeren Einfluss der Spülmittel-Konzentration. Ein Vergleich der beiden Vulkanisate ergibt bei reinem

Wasser als Zwischenmedium einen höheren maximalen Kraftbeiwert für die BR-Mischung. Bei höheren Spülmittel-Konzentrationen weist die BR-Mischung im Vergleich zur NR-Mischung hingegen einen niedrigeren Maximalwert auf. Die Ergebnisse zeigen eine Rangordnungsumkehr zwischen beiden Vulkanisaten, hervorgerufen durch die veränderte Benetzungsfähigkeit des Zwischenmediums.

Bongaerts et al. [Bon07] untersuchen die Reibung im Kontakt zweier im Ausgangszustand identischer Polydimethylsiloxane. Die verwendeten Prüfkörper sind nach deren Herstellung hydrophob. Durch eine Sauerstoffplasmabehandlung kann die Oberfläche für eine gewisse Zeit hydrophile Eigenschaften annehmen. Die Forschungsergebnisse von Bongaerts et al. (vgl Abbildung 2-8) zeigen den unterschiedlichen Einfluss des Zwischenmediums Wasser auf den Reibbeiwert einer hydrophilen und einer hydrophoben Kontaktpaarung (beide Kontaktpartner haben jeweils die gleichen Eigenschaften) in Abhängigkeit der Geschwindigkeit. Die Reibbeiwertunterschiede zwischen dem trockenen und dem nassen Kontakt fallen bei den hydrophoben Kontaktpartnern im Geschwindigkeitsbereich unterhalb von 0,05 m/s gering aus. Ursache hierfür ist in erster Linie die gute Wasserverdrängung. Der niedrigere Reibbeiwert bei nassen Bedingungen wird auf den texturglättenden Effekt des Wassers zurückgeführt (vgl. Sealing-Effekt nach Persson). Die Unterschiede in der Kraftübertragung zwischen trockenem und feuchtem Kontakt bei hydrophilen Oberflächen ist um nahezu eine Dekade größer als bei den hydrophoben Kontaktpartnern. Aus dieser Beobachtung schlussfolgern die Autoren, dass auf den hydrophilen Oberflächen ein Schmierfilm aus Wasser erhalten bleibt, der für den Fall der hydrophoben Oberflächen aus dem Kontakt verdrängt wird.

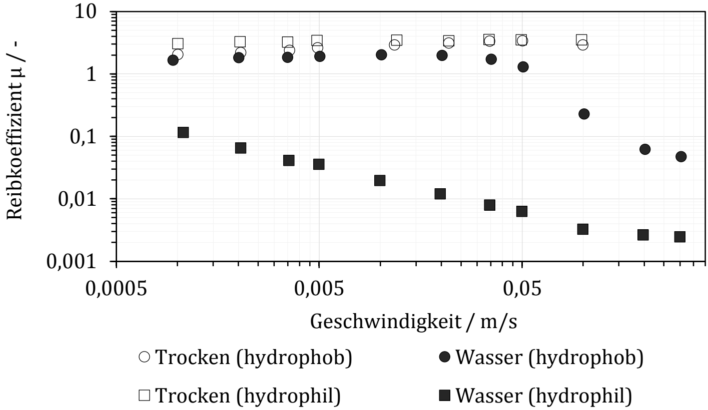


Abbildung 2-8: Vergleich der Reibbeiwerte (trocken und nass) eines hydrophoben (Kreise) und eines hydrophilen (Quadrate) tribologischen Kontaktpaars, beide Kontaktpartner bestehen aus Polydimethylsiloxan (Abbildung neu erstellt nach [Bon07]).

Bürckert [Bür19] untersucht in seiner Arbeit den Einfluss der Oberflächenenergie des Wassers und damit der Benetzbarkeit der Kontaktpartner auf den Reibbeiwert. Durch die Zugabe von Tensiden (führt u. a. zu einer Reduktion des Kontaktwinkels) zeigt sich ein Abfall des Reibbeiwertes. Seitenkraftbeiwert-Schräglaufwinkel-Kennlinien von Groschrädern bei Wasser ohne Tenside auf einer Korund-Oberfläche besitzen ein ausgeprägtes Maximum, das durch die Zugabe von Tensiden nahezu verschwindet. Diese Beobachtungen von Bürckert bestätigen frühere Ergebnisse von Clamroth et al. [Cla67].

2.4 Fahrbahnoberflächen und deren Charakterisierung

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Wechselwirkung zwischen Laufstreifenmischung und Fahrbahntextur untersucht. Straßenseitig liegt daher der Fokus auf der Fahrbahndeckschicht. Bezüglich des detaillierten Straßenaufbaus und der einzelnen Tragschichten wird

auf [Wie05, Vel09, Kap16] verwiesen. Fahrbahndeckschichten können sich hinsichtlich der verwendeten Materialien und ihrer Zusammensetzung stark unterscheiden. Im Folgenden wird auf die wichtigsten Vertreter von Straßenbauarten eingegangen.

Asphaltfahrbahnen besitzen Bitumen als Bindemittel und unterscheiden sich vor allem durch die unterschiedlichen Kornzusammensetzungen und Bitumenanteile voneinander. Asphaltbeton, Splittmastixasphalt und offenporiger Asphalt (hoher Hohlraumgehalt) werden am häufigsten eingesetzt. Gussasphalt bietet den Vorteil, dass dieser nicht gewalzt werden muss. [Kap16]

Betonfahrbahnen besitzen hydraulische Bindemittel und werden meistens als Waschbetonoberflächen ausgeführt. Diese sind aufwendig in der Herstellung und werden daher nur bei hoher Verkehrsbelastung eingesetzt, vgl. [Vel09]. Nach Richter [Ric08] sind 28 % der Autobahnen in Deutschland Betondecken (Stand 1999).

Die im Fahrbahnbau eingesetzten Bindemittel und Gesteine weisen unterschiedliche chemische Zusammensetzungen auf. Dies bedingt nach Bürckert [Bür19] verschiedene freie Oberflächenenergien. Unterschiede zwischen Beton- und Asphaltdeckschichten hinsichtlich der Fahrbahngriffigkeit bei Nässe können daher nicht ausschließlich auf ihre Texturunterschiede zurückgeführt werden.

Fahrbahntexturen werden in unterschiedliche Texturwellenlängen eingeteilt, siehe Abbildung 2-9. Wellenlängen, die als Unebenheiten oder Megatextur bezeichnet werden, sind in der Regel unerwünscht. Der für diese Arbeit relevante Texturwellenlängenbereich wird als Makro- und Mikrotextur bezeichnet. Die Makrotextur ist entscheidend für das Drainagevermögen der Fahrbahn, die Mikrotextur hingegen verursacht hochfrequente Anregungen des Gummis und ist daher besonders wichtig für die Kraftübertragung. [Hus98]

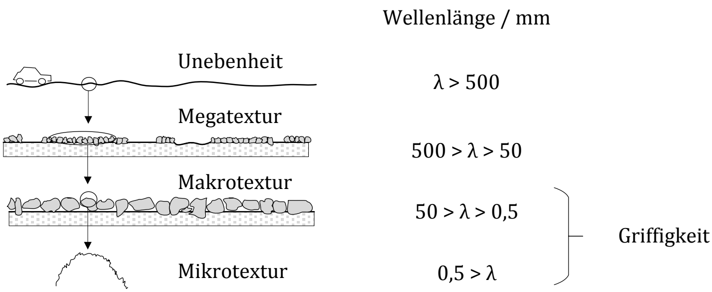


Abbildung 2-9: Wellenlängenspektren von Fahrbahnoberflächen (erstellt nach [San02] und [Hus98])

Es existieren zahlreiche Möglichkeiten, Fahrbahntexturen mittels unterschiedlicher Kennwerte zu charakterisieren. Fischlein [Fis00], Eichhorn [Eic94] und Huschek [Hus98] geben hierzu einen Überblick. Für die Berechnung der Hysteresereibung werden Fahrbahnen oftmals als fraktale Oberflächen beschrieben. Die unter dieser Annahme berechnete spektrale Leistungsdichte in Abhängigkeit der Wellenlänge ermöglicht die Ermittlung von Kennwerten, die in die Berechnungen der Hysteresereibung eingehen (siehe z.B. Klüppel und Heinrich [Klü00], Schramm [Sch02]).

Im Rahmen dieser Arbeit werden zur Oberflächencharakterisierung das Sandfleckverfahren, Kontaktdruckmessungen, Lasertriangulation und SRT-Pendelmessungen eingesetzt.

Das Sandfleckverfahren nach DIN EN 13036-1 [Deu09b] stellt ein volumetrisches Messverfahren zur Bestimmung der Mittleren Texturtiefe (MTD – Mean Texture Depth) dar. Ein definiertes Volumen Sand wird auf die zu charakterisierende Oberfläche aufgebracht und mit einem Stempel verteilt. Die Division des Sandvolumens durch die mit Sand bedeckte Fläche ergibt die Mittlere Texturtiefe. Das Verfahren dient zur Bestimmung der Makrotextur und wird nicht von der Mikrotextur beeinflusst.

Kontaktdruckmessungen zwischen Reifen bzw. Gummi und Fahrbahn mit drucksensitiven Folien[1] unterschiedlicher Messbereiche (0,05 – 10 MPa) ermöglichen eine Bewertung der Fahrbahntextur hinsichtlich tatsächlicher Kontaktfläche und lokal auftretender Drücke.

Eine Erfassung der Fahrbahn-Makrotextur mittels Lasertriangulation erlaubt unter anderem die Ermittlung von Materialanteilkurven, so genannten Abbott-Kurven. Diese Abbott-Kurven zeigen den Materialanteil in Abhängigkeit der Höhe des Profils und beschreiben damit die Form der Rauheit. Für die Berechnung der Abott-Kurven wird das Profil mit einer Höhenlinie geschnitten. Die Summe der materialschneidenden Längen wird auf die Gesamtlänge des Profils bezogen. Abbildung 2-10 zeigt ein Rauigkeitsprofil sowie eine dazugehörige Abbott-Kurve (Darstellung schematisch, vgl. [Deu97]). Besitzt die Materialanteilkurve einen wie in Abbildung 2-10 gezeigten „S"-förmigen Verlauf können aus der Abbott-Kurve die Kernrautiefe R_k, die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk}, die reduzierte Riefentiefe R_{vk} sowie die Materialanteile M_{r1} und M_{r2} ermittelt werden (Berechnung siehe DIN EN ISO 13565-2, [Deu97]). Die Abbott-Kennlinie gibt Aufschluss über die maximale Profiltiefe. Die Steigung der Sekante (berechnet aus dem Bereich, in dem 40 % Materialanteil die geringste Steigung aufweist) bzw. die Kernrautiefe R_k geben an, wie stark sich die Eindringtiefe des Gummis in die Textur auf die Kontaktfläche auswirkt.

In dieser Arbeit wird davon ausgegangen, dass der Zugewinn an Kontaktfläche aufgrund einer weicheren Mischung auf Fahrbahnen mit einer kleinen Kernrautiefe größer ist als auf solchen mit einer hohen. Dies ist begründet dadurch, dass bei geringer Kernrautiefe R_k und damit geringer Sekantensteigung bereits eine geringe Zu-

[1] In dieser Arbeit wurden Prescale-Folien verwendet, ein Produkt der FUJIFILM Europe GmbH.

nahme der Eindringtiefe zu einer hohen Zunahme der Kontaktfläche führt. Weiter kann über den Verlauf im Bereich geringen Materialanteils (bestimmt über die Kenngröße R_{pk}) eine Aussage zur Schärfe der Makrotextur getroffen werden. Der Verlauf im Bereich hohen Materialanteils (bestimmt durch die reduzierte Riefentiefe R_{vk}) kann Aufschluss über das Drainagevermögen der Fahrbahn geben, sofern nicht vollständiger Kontakt vorliegt.

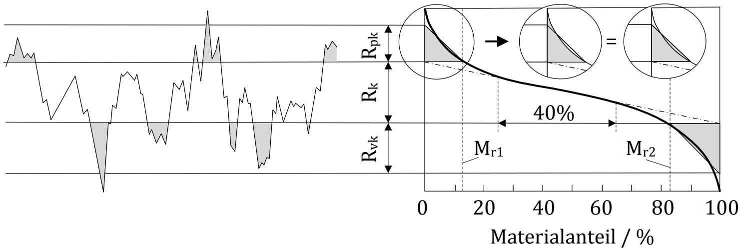


Abbildung 2-10: Bestimmung der Materialanteilkurve, der Sekante der Abbott-Kennlinie (strichpunktierte Linie) sowie der Parameter R_k, R_{pk}, R_{vk}, M_{r1} und M_{r2} (Abbildung nach DIN EN ISO 13565-2, [Deu97])

Um die Form der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Abbott-Kennlinien besser interpretieren zu können, wurden simulativ künstliche Texturen erstellt und die zugehörigen Materialanteilkurven bestimmt. Abbildung 2-11 zeigt schematisch, wie die Texturgeometrie die Abbott-Kurve beeinflusst.

Bei der späteren Analyse der real gemessenen Höhenprofile der Fahrbahntexturen wird die Megatextur mit einem Tiefpassfilter gedämpft, da davon ausgegangen wird, dass die Megatextur keinen bedeutenden Einfluss auf den Kraftschluss hat.

Die Mikrotextur kann mit einem von Giles et al. [Gil65] entwickelten SRT-Pendel (Skid Resistance Tester) charakterisiert werden. Dieses Pendel misst den Verlust der kinetischen Energie eines über die Fahrbahn gleitenden Gummikörpers. Die erhaltenen Pendelwerte können entsprechend der DIN EN 13036-4 [DIN09] um den Temperatureinfluss korrigiert werden. Nähere Untersuchungen

zum Temperaturverhalten des SRT-Pendels werden in der Arbeit von Steinauer [Ste10] vorgestellt.

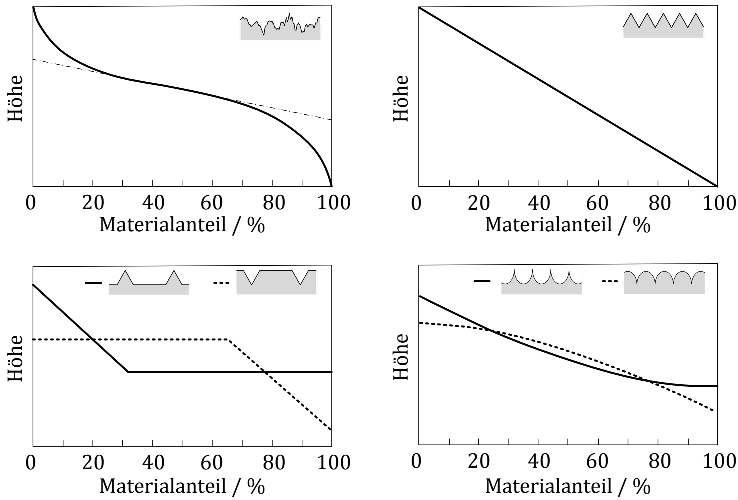


Abbildung 2-11: Abbott-Kurven für unterschiedliche Rauheitsgeometrien

2.5 Reifenmodelle

Pacejka [Pac91, Pac12] kategorisiert Reifenmodelle in vier unterschiedliche Gruppen. Abbildung 2-12 stellt den Überblick über unterschiedliche Reifenmodelle hinsichtlich Genauigkeit, Komplexität, Messaufwand und Aufschluss über physikalische Vorgänge dar.

Modelle der Gruppe ① basieren im Wesentlichen auf Messdaten in Form von Tabellen oder Funktionen. Ausgehend von den empirischen Daten können Regressionsmodelle erstellt werden, die innerhalb des untersuchten Parameterraums Interpolationen zulassen. Durch die Verwendung von Ähnlichkeitsmethoden ② können mittels bekannter Gesetzmäßigkeiten durch mathematische Anpassung neue Bedingungen vorhergesagt werden. Dies führt im

Vergleich zu den Modellen aus Gruppe ① zu einer deutlichen Reduktion des Messumfangs. Diese Art der Modelle kann aufgrund des relativ geringen Rechenaufwandes in Echtzeitsystemen zum Einsatz kommen. Die Gruppen ③ und ④ repräsentieren die physikalischen Modelle. Einfache physikalische Modelle eignen sich besonders für die Analyse des Reifenverhaltens, da diese einen guten Einblick in die Vorgänge des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes geben. Das Reifen-Bürstenmodell stellt den bekanntesten Vertreter dar. Die Modellierung des Reifens mit einem hohen Komplexitätsgrad wird durch Modelle der Gruppe ④ repräsentiert, wie zum Beispiel Finite-Elemente-Methoden. Die Arbeiten von Svendenius [Sve07], Ferhadbegović [Fer09], Einsle [Ein11] und Pacejka [Pac12] geben einen umfassenden Überblick über vorhandene Reifenmodelle.

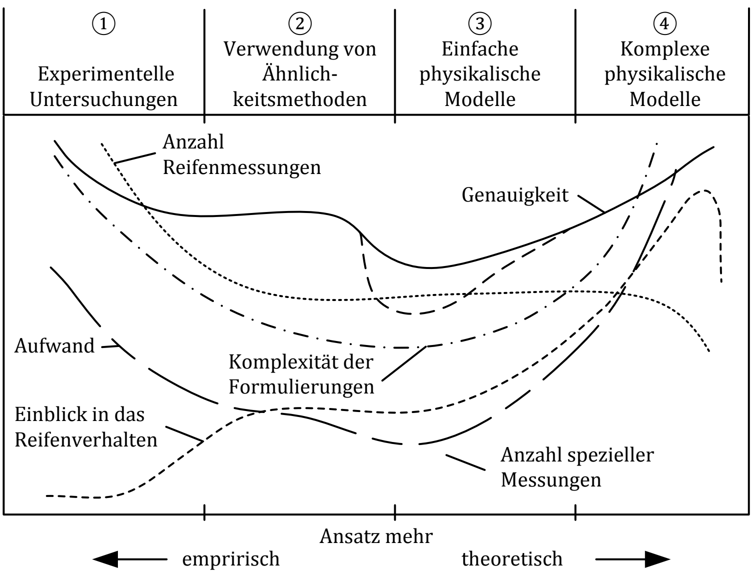


Abbildung 2-12: Unterschiedliche Reifenmodelle kategorisiert nach ihrer mathematischen Beschreibung (verändert nach [Pac12])

Im Folgenden wird das Reifen-Bürstenmodell, das in dieser Arbeit Verwendung findet, näher erläutert. Für die Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern, die eine der wichtigsten Eingangsgrößen für semi-physikalische Reifenmodelle darstellen, werden in diesem Abschnitt unterschiedliche Methoden vorgestellt.

2.5.1 Reifen-Bürstenmodell

Reifen-Bürstenmodelle finden aufgrund ihrer guten physikalischen Beschreibung der Vorgänge im Reifen-Fahrbahn-Kontakt eine breite Anwendung in der Reifenentwicklung.

Beim Reifen-Bürstenmodell führt die durch den Radschlupf verursachte Relativgeschwindigkeit zwischen Reifen und Fahrbahn ausschließlich zu einer Deformation des Gummivolumens zwischen Karkasse und Fahrbahn. Das Gummivolumen wird hierbei als kleines, an der Karkasse angebundenes Bürstenelement approximiert. Die Karkasse wird als absolut steif betrachtet. Es wird die Annahme getroffen, dass sich die Profilelemente unabhängig voneinander verformen können. Für die Steifigkeit der einzelnen Bürstenelemente wird angenommen, dass diese unabhängig von deren Deformation ist. [Sve03b, Sve03a, Pac92, Pac12]

Abbildung 2-13 zeigt schematisch die Deformation der einzelnen Bürstenelemente an einem gebremsten Rad. Diese Deformation ist limitiert durch den Reibkoeffizienten zwischen Reifen und Fahrbahn. Wird diese Grenze überschritten, beginnt das Gummielement zu gleiten. Im Reifen-Fahrbahn-Kontakt sind unterschiedliche Zustände möglich: reines Haften, Haften und Gleiten sowie reines Gleiten. Für den Fall des reinen Haftens ist die Reifencharakteristik im Wesentlichen von der Bürstensteifigkeit abhängig. Für den Fall, dass reines Gleiten vorliegt, hängt die resultierende Kraft ausschließlich von der Reibcharakteristik ab. Diese Reibcharakteristik ist im Wesentlichen von der vorliegenden Gleitgeschwindigkeit, Pressung und Temperatur abhängig, vgl. Abschnitt 2.2.

Die Deformation der Bürstenelemente in Kombination mit der Bürstensteifigkeit ergibt die vorliegenden Schubspannungen. Das Integral der Schubspannungen über die gesamte Aufstandsfläche ergibt die resultierende Kraft.

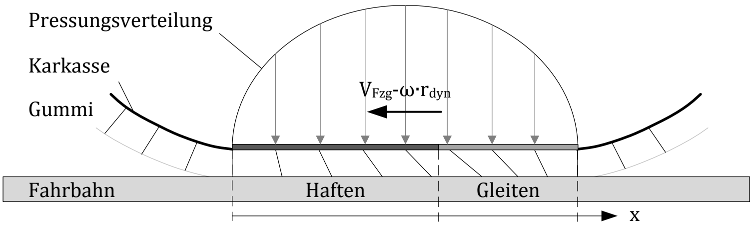


Abbildung 2-13: Schematische Darstellung der Deformation der Reifen-Bürstenelemente, wobei V_{Fzg} der Fahrzeuggeschwindigkeit, ω der Raddrehwinkelgeschwindigkeit und r_{dyn} dem dynamischen Reifenrollradius entspricht. (verändert nach [Sve07])

An dieser Stelle sollen aus einer großen Anzahl an Veröffentlichungen nur exemplarisch Autoren angeführt werden, die einen Beitrag zur Erstellung, Erweiterung und Validierung von Reifen-Bürstenmodellen geleistet haben. Als Beispiele seien Pacejka [Pac12] und Holtschulze et al. [Hol05] genannt, deren Modelle longitudinale, laterale und kombinierte Belastungen beschreiben. Das Bürstenmodell von Gäfvert und Svendenius [Gäf05] ermöglicht Berechnungen für kombinierte Lastzustände. Das Modell wurde durch Svendenius und Gäfvert [Sve05] sowie Svendenius [Sve07] dahingehend erweitert, dass zusätzlich der Einfluss des Sturzwinkels berücksichtigt wird.

2.5.2 Methoden zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern

Bei der Prädiktion von Reifencharakteristika mittels Reifenmodellen haben die hierbei verwendeten Reibbeiwert-Kennfelder einen großen Einfluss auf die Güte der Vorhersage. Typischerweise wer-

den solche Reibbeiwert-Kennfelder in Abhängigkeit des Kontaktdrucks, der Temperatur und der Gleitgeschwindigkeit des Prüfkörpers ermittelt. Es gibt theoretische und experimentelle Ansätze zur Ermittlung der Reibbeiwerte.

Die theoretischen Ansätze zur Beschreibung der Hysterese- und Adhäsionsreibung wurden in der Vergangenheit maßgeblich durch Persson [Per99, Per00, Per01, Per06] sowie durch Heinrich und Klüppel [Hei97, Klü00, Hei08] geprägt. In ihren Modellen beschreiben sie ein Gummielement, das über eine fraktale, selbstaffine Oberfläche gleitet. Die Kontaktfläche des Gleitkörpers wird hierbei (im unbelasteten Zustand) als glatte Oberfläche betrachtet. Lorenz et al. [Lor13, Lor15] und Selig et al. [Sel14] zeigen eine gute Übereinstimmung der Theorie von Persson mit Ergebnissen aus Reibversuchen. Untersuchungen von Ignatyev et al. [Ign15] und Torbrügge et al. [Tor15] dokumentieren ebenfalls eine sehr gute Korrelation der Ergebnisse aus Gleitkörpermessungen und der Reibtheorie nach Persson. In ihren Untersuchungen kamen sechs unterschiedliche Laufstreifenmischungen zum Einsatz. Le Gal [Le 07] sowie Le Gal und Klüppel [Le 08] modellieren basierend auf der Theorie von Klüppel und Heinrich die Adhäsions- und Hystereseanteile der Reibkraft eines Gummikörpers für trockene und nasse Fahrbahnbedingungen und zeigen eine gute Übereinstimmung ihrer Ergebnisse mit Prüfstandsversuchen für geringe Gleitgeschwindigkeiten.

Für die experimentelle Untersuchung solcher Reibbeiwert-Kennfelder existiert eine große Anzahl unterschiedlicher Prüfeinrichtungen, die sich hinsichtlich ihres Aufbaus, ihrer Gummiprüfkörpergeometrie, ihrer einsetzbaren Fahrbahnproben (Korund-Oberflächen, Asphalte, Schnee, Eis) sowie ihrer einstellbaren Betriebsparameter (Geschwindigkeit, Last, Temperatur, Zwischenmedium) stark unterscheiden. Die Prüfstandsaufbauten können in Lineartribometer und Rotationstribometer klassiert werden. Hinsichtlich der Gummiproben können an Tribometern Gleitkörper oder auch

Rollkörper (üblicherweise Groschräder - Vollgummiräder mit einer Breite von 18 mm und einem Durchmesser von 80 mm) zum Einsatz kommen, die je nach Prüfstandsaufbau mit Schräglaufwinkel und/oder mit Schlupf betrieben werden.

Bei Lineartribometern mit Gleitkörper kann der Probenkörper fest sein, wobei die Fahrbahn bewegt wird oder der Probenkörper kann über eine stehende Fahrbahn bewegt werden. Die dabei auftretenden Kräfte am Probenkörper werden erfasst. Exemplarische Repräsentanten hierfür mit Verweisen auf Untersuchungen an den jeweiligen Prüfeinrichtungen sind der „HiLiTe“ (High Speed Linear Friction Tester) der Leibniz Universität Hannover [Mol10, Wal13, Lin14] sowie der „GPPS“ (Gummiprobenprüfstand) des Karlsruher Instituts für Technologie [Amm04]. Weitere Prüfeinrichtungen sind der mobile „LiReP“ (Linearzug-Reibwertprüfstand) der RWTH Aachen zur Durchführung von Messungen im Labor sowie auf realen Straßen [Har09, Hüs11a, Hüs11b], der „HS-LFT” (High-Speed Linear Friction Tester) der Firma Continental [Ign15, Kla16], der „Mini-µ-Road“ - Prüfstand der Aalto Universität in Helsinki [Kor11, Ran12] und der „LFT“ (Linear Friction Tester) der Wiener Universität für Technologie [Hue01, Lah09]. Das „Reibmobil“ der Leibniz Universität Hannover stellt eine besondere Art des Lineartribometers dar. Diese für Groschräder konzipierte Prüfeinrichtung kann durch ihren mobilen Aufbau auf realen Straßen eingesetzt werden [Krö05, Blu03, Lin06, Lin04, Bou05, Bou08, Bou10, Gut10]. An dem „Reibmobil“ kann das Groschrad unter Schlupf sowie Schräglaufwinkel betrieben werden, die hierbei auftretenden Kräfte werden messtechnisch erfasst.

Vertreter von Rotationstribometern mit Gummiproben in Form von Gleitkörpern sind das „Tribometer“ der Leibniz Universität Hannover [Lin06, Krö05, Gäb08, Gäb09] sowie der „GAT“ (Griffigkeits- und Abriebsprüfstand) des Karlsruher Instituts für Technologie [Bür11, Bür12, Bür19], an dem Gleitkörper als auch Groschräder eingesetzt werden können. Der „LAT100“ ist ein kommerziell

vertriebener Prüfstand, an dem an Groschrädern durch fest eingestellte Schräglaufwinkel Kräfte quer zur Laufrichtung des Rades aufgebaut und messtechnisch erfasst werden [VMI17, Ste11b]. Der „GAT“ ermöglicht im Gegensatz zum „LAT100“ eine kontinuierliche Verstellung des Schräglaufwinkels.

Die anhand von Gummigleitkörpern experimentell bestimmten Reibbeiwerte lassen sich in stationäre und instationäre Reibbeiwerte unterscheiden [Mol10]. Stationäre Reibbeiwerte werden aus einem Mittelwert über eine festgelegte Versuchsdauer bei konstanten Betriebsparametern bestimmt. Die sogenannte Einlaufphase, in der sich ein stationärer Reibbeiwert einstellt (bedingt durch Konditionierungs- und Temperatureffekte), wird nicht berücksichtigt [Mol10]. Bei stationären Messungen wird durch die genannte Vorgehensweise der Reibbeiwert für eine Parameterkombination ermittelt. Die Untersuchung instationärer Reibbeiwerte erfolgt durch die zeitliche Änderung eines Betriebsparameters, wie zum Beispiel der Geschwindigkeit [Mol10]. Solche Messungen haben zwar den Vorteil, dass ein Kennfeld durch geringeren Messaufwand als bei stationären Messungen erhalten werden kann, ein Nachteil ist jedoch, dass beispielsweise Streuungen weniger gut beherrscht werden, da eine Mittelungen nur bedingt möglich ist. Aufgrund unterschiedlicher Temperaturbedingungen und dynamischer Effekte können die stationären von den instationären Kennfeldern abweichen [Mol10]. Abbildung 2-14 zeigt ein stationär ermitteltes Kennfeld auf einer nassen Korund-Oberfläche am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT). Die Messungen zeigen mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit und zunehmendem Kontaktdruck eine Abnahme des Reibbeiwertes.

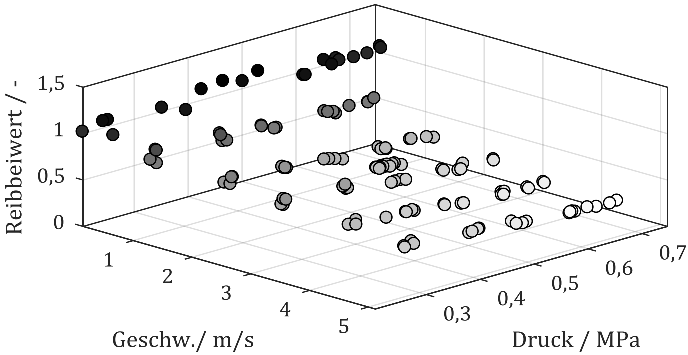


Abbildung 2-14: Stationär gemessenes Reibkennfeld mittels Gleitkörper am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand des KIT abhängig von Druck und Gleitgeschwindigkeit bei einer Temperatur von 15°C auf einer nassen Korund 80-Oberfläche.

Messungen mit abrollenden Groschrädern als Gummiproben weisen eine stärkere Ähnlichkeit mit Fahrzeugreifen auf als Gleitkörper. So zeigt beispielsweise das Groschrad eine von der Last abhängige Aufstandsfläche sowie eine bessere Kühlung des Gummis durch die stetige Rotation der sich im Kontakt befindlichen Gummielemente. [Bou05, Bou10]

3 Prüfeinrichtungen

Im Rahmen dieser Arbeit wurden verschiedene Prüfeinrichtungen eingesetzt. Am Reifen-Innentrommelprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik wurden Messungen mit Reifen durchgeführt. Ergebnisse der automatisierten Hallenprüfanlage, der sogenannte „Automated Indoor Braking Analyzer“ sowie Außenversuche auf dem Testgelände Contidrom der Continental AG ermöglichen eine Gegenüberstellung der fahrzeugbasierten ABS-Bremsergebnisse mit denen des Innentrommelprüfstands. Zur weiteren Analyse der Wechselwirkungen wurden zusätzlich zu den Reifenmessungen Versuche mit Groschrädern bzw. Gummigleitkörpern am Griffigkeits-und Abriebsprüfstand des Instituts durchgeführt. Im Folgenden werden die Prüfeinrichtungen vorgestellt.

3.1 Reifen-Innentrommelprüfstand

Der Karlsruher Reifen-Innentrommelprüfstand (vgl. Abbildung 3-1) besteht aus einer Trommel mit einem Durchmesser von 3,8 m, auf deren Innenseite der zu untersuchende Reifen läuft. [Rie15] beschreibt den Prüfstand: „Es kann sowohl das Rad (hydraulisch) als auch die Trommel (elektrisch) angetrieben werden, wodurch unterschiedliche Schlupfzustände möglich sind. Mittels einer hydraulischen Regeleinrichtung für die Radaufhängung, die auf einem Schlitten in den Prüfstand eingefahren wird, können der Schräglaufwinkel, die Radlast und der Sturzwinkel eingestellt werden“. Der Drehpunkt liegt stets im Durchstoßpunkt der Reifenhochachse mit der Fahrbahn. „Die Verwendung einer Innentrommel ermöglicht dank der Fliehkräfte die Erzeugung eines gleichmäßigen Wasserfilms. Die Höhe des Wasserfilms […] wird [vor dem Reifen] über

ein kapazitives Messsystem erfasst. Wahlweise können reale Asphalt- und Betonbeläge in Form von Segmenten verwendet oder […] [eine Korund-Oberfläche] als Untergrund eingeklebt werden. Der Prüfstand kann […] mit einer Klimaanlage innerhalb der Klimakammer (nicht in […] [Abbildung 3-1] dargestellt) und einer Klimaanlage für die Trommel temperiert werden […], wobei während der [im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten] Versuche die Trommel-Klimaanlage ausgeschaltet wird, um ein direktes Anströmen des Reifens mit Kaltluft zu vermeiden. Bei Nassmessungen wird neben der Luft auch das Wasser temperiert […]. Die Einflüsse der Fahrbahnkrümmung auf die Seiten- oder Umfangssteifigkeit auf der Innentrommel sind [aufgrund des großen Trommeldurchmessers] […] gering und können nach einer […] [von Augustin und Unrau] [Aug97] vorgestellten Formel korrigiert werden“ [Rie15].

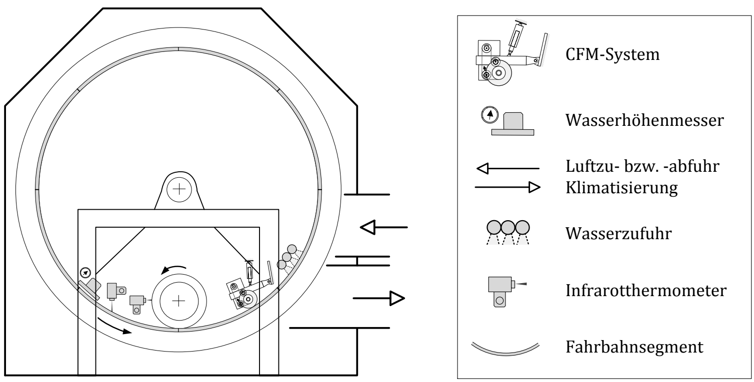


Abbildung 3-1: Schematischer Aufbau des Karlsruher Innentrommel-Prüfstands [Rie15]

Tabelle 3-1 zeigt die für die vorliegende Arbeit wichtigsten Kenngrößen des Reifen-Innentrommelprüfstandes. Weitere technische Daten können den Arbeiten Gnadlers et al. [Gna95] sowie Fischleins [Fis00] entnommen werden.

Tabelle 3-1: Technische Daten des Karlsruher Reifen-Innentrommelprüfstands

Größe	**Wert**	**Einheit**
Trommeldurchmesser	3 800	mm
Fahrbahnbreite	280	mm
Geschwindigkeit auf Korund-Oberfläche	200	km/h
Geschwindigkeit auf Asphalt-Fahrbahn	150	km/h
Schräglaufwinkel	-20 … 20	°
Radlast	15	kN
Umgebungstemperatur	-20 … 30	°C
Wassertemperatur	5 … 30	°C

3.1.1 Messdatenerfassung

Bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen erfolgte die Erfassung der Kräfte mit einer 6-Komponenten-Messnabe mit einem Messbereich von bis zu 8 kN (Radlast, Umfangs- und Seitenkraft). Die Messnabe befindet sich zwischen Rad und Radlagerung, sodass nur die tatsächlich am Reifen wirkenden Kräfte und Momente gemessen werden. Die Kraftmessstelle enthält vier mit Dehnmessstreifen versehene Bolzen, die mit dem Komplettrad mitrotieren. Unter der Kenntnis des Drehwinkels (erfasst mittels Resolver) können alle Komponenten in ein stehendes System umgerechnet und daraus die Kräfte und Momente berechnet werden. Weiter besteht die Möglichkeit, eine Messnabe mit einem Messbereich von bis zu 15 kN einzusetzen.

3.1.2 Wasserhöhenbestimmung

Die Höhe des Wasserfilms wird über ein kapazitives System erfasst. Das Messprinzip basiert auf der Änderung des Dielektrikums zwischen der Kondensatorplatte der Messeinrichtung und der Fahrbahn mit variierender Wasserhöhe. Die Aufweitung der Trommel durch die Zentrifugalkraft wird berücksichtigt.

3.1.3 Griffigkeitsbestimmung der Fahrbahn

Bei der Durchführung von Nassmessungen zeigt sich am Innentrommelprüfstand mit steigender Anzahl an durchgeführten Messungen (z. B. Bremsen, Antreiben, Schräglaufwinkelverstellung) eine Verringerung des maximalen Reibbeiwertes [Rie15]. Dieser Abfall ist auf die durch Poliereffekte beim Gleiten des Gummis hervorgerufene Verringerung der Mikrotextur zurückzuführen. Diese Polierwirkung tritt ebenfalls auf realen Fahrbahnoberflächen auf (vgl. [Kan09]).

Die Änderung des Griffigkeitsniveaus kann durch regelmäßige Messung eines Referenzreifens, wie zum Beispiel des SRTT-Reifens [AST14] (Standard Reference Test Tire), erfasst werden. Eine weitere Möglichkeit stellt das von Giles et al. [Gil65] entwickelte SRT-Pendel (Skid Resistance Tester) dar, siehe Abschnitt 2.4.

Die Erfassung der Griffigkeit mittels Referenzreifen und SRT-Pendel ist sehr zeitaufwendig. Beim Pendel wird zudem lediglich an isolierten Positionen der Innentrommel gemessen, die ermittelte mittlere Griffigkeit ist daher mit Unsicherheiten behaftet. Daher wurde ein in Riehm et al. [Rie18b] vorgestelltes Verfahren zur Erfassung der Fahrbahngriffigkeit entwickelt. Das sogenannte CFM-System (Continuous Friction Monitoring System) wurde an das Verfahren des kommerziellen Findlay Irvine GripTester [Deu09a, Ste15] angelehnt. Neben der Messachse wurde der profillose Messreifen (ASTM-Standard E1844-96 [AST15], Ø 254 mm) vom GripTester übernommen.

Die Einbauposition der Messeinrichtung ist in Abbildung 3-1 dargestellt. Details zur konstruktiven Umsetzung (vgl. Abbildung 3-2) und zum genauen Messablauf können Riehm et al. [Rie18b] entnommen werden. Die Standard-Betriebsparameter, wie Radlast (200 N), Messgeschwindigkeit (10 km/h) und aufgebrachter Schlupf (30 %), wurden über eine Parameterstudie ermittelt.

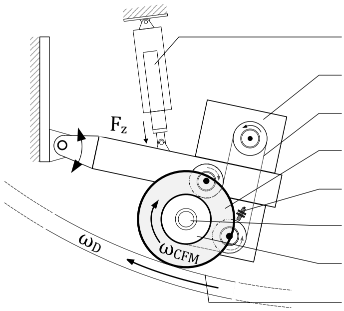


Abbildung 3-2: Schematische Darstellung des CFM-Systems [Rie18b]

Zur Validierung des neu entwickelten Systems wurden Korrelationsuntersuchungen mit Reifenmessungen (SRTT-Reifen) und Pendelmessungen durchgeführt. Die in Abbildung 3-3 gezeigte Korrelation zwischen SRTT-Reifenmessungen und dem CFM-System ($R^2 = 0{,}90$) bzw. zwischen den SRT-Pendelwerten und dem CFM-System ($R^2 = 0{,}82$) bestätigen, dass sich die neu entwickelte Messeinrichtung dazu eignet, die aktuelle Fahrbahngriffigkeit kontinuierlich zu erfassen.

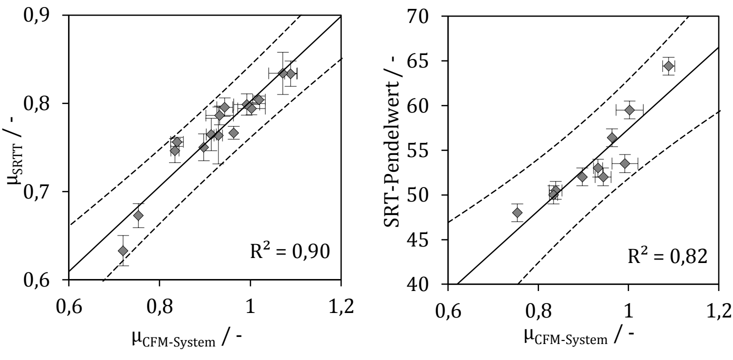


Abbildung 3-3: Korrelationen zwischen maximalem Reibbeiwert aus SRTT-Reifenmessungen (80 km/h, 4500 N und 2,5 bar, 1 mm Wasserhöhe) (links) und SRT-Pendelwerten (rechts) mit Reibbeiwerten des CFM-Systems. Alle Messungen wurden auf Asphalt AC05 und bei 15°C Wasser- sowie Umgebungstemperatur durchgeführt. Gestrichelte Linien zeigen das 90 %-Konfidenzintervall der Korrelationsgeraden. [Rie18b]

3.2 Testgelände

Das Contidrom der Continental AG bietet die Möglichkeit, auf unterschiedlichen Fahrbahnen ABS-Bremsungen im Feld durchzuführen [Con16a]. Neben den Versuchsstrecken im Außenbereich können in einer Hallenprüfanlage „Automated Indoor Braking Analyzer“) [Tor14, Con16b, Kes13] ganzjährig Reifentests unter Laborbedingungen erfolgen. [Rie15] führt aus: „Bei der Durchführung eines Versuchs in der Prüfhalle werden die Fahrzeuge über einen Linearmotor auf bis zu 120 km/h beschleunigt und anschließend über einen Bremsroboter vollautomatisiert abgebremst“. Dieses automatisierte Verfahren ermöglicht eine hohe Reproduzierbarkeit der Bremswege. Die klimatisierte Halle erlaubt Trocken- und Nassversuche in einem Temperaturbereich von 12 °C bis 25 °C. Wie auch bei den Außenstrecken stehen in der Halle unterschiedliche Fahrbahnen zur Verfügung. „Zur Bewertung der Reifen im Rahmen der vorgestellten Untersuchungen wurde auf trockener Fahrbahn der Bremsweg von 100 km/h auf 3 km/h und auf nasser Fahrbahn von 80 km/h auf 20 km/h ausgewertet [Tor14]“ [Rie15].

3.3 Griffigkeits- und Abriebsprüfstand

Der von Bürckert konzipierte Griffigkeits- und Abriebsprüfstand ermöglicht die Untersuchung von Gummiproben hinsichtlich Kraftübertragung oder Abrieb. Zu Untersuchungszwecken kommen einfache Gleitkörper oder Groschräder (Durchmesser 80 mm, Breite 18 mm) zum Einsatz. Abbildung 3-4 zeigt den schematischen Prüfstandsaufbau. Der obere Teil des Prüfstands besteht aus einer Kraftmesszelle, an dem Prüfkörper (hier Groschrad) befestigt ist, mittels derer die Kräfte in drei Raumrichtungen erfasst werden. Die Kraft in z-Richtung wird über Pneumatikzylinder aufgebracht. Mittels Schrittmotor kann die Kraftmesszelle und der daran befestigte

Probenkörper um die Hochachse gedreht werden. Durch diese Drehung können analog zum Reifen unter Schräglaufwinkel am Groschrad unterschiedliche Querschlupfzustände erreicht werden. Bei der Verwendung von Gleitkörpern statt Groschrädern findet keine Rotation um die Hochachse statt. Die Ausrichtung der Probe erfolgt hier tangential zur Kreisbahn. Der untere Teil des Prüfstands besteht aus einer Fahrbahnprobe, die über einen Elektromotor rotiert wird. Als Fahrbahnen können sowohl reale Straßenbohrkerne als auch die nach einem von Bürckert [Bür12, Bür11] speziell für den Prüfstand entwickelten Verfahren hergestellten Abdrücke aus Kunstharz (mit Beimengung von Strahlkorund) oder Zement eingesetzt werden. Neben der „Kopie“ von realen Texturen ermöglicht das Verfahren unter anderem die Herstellung von artifiziellen kugelförmigen Oberflächen aus den oben genannten Materialien. Die Ergebnisse der Kunstharz- bzw. Zementabdrücke sind unter Umständen nicht direkt auf die der realen Bohrkerne übertragbar [Bür11] und werden in Kapitel 6 genauer untersucht. Die Wasserzufuhr bei kontrolliertem Volumenstrom und konstanter Temperatur erfolgt unmittelbar am Einlauf des Probenkörpers. Tabelle 3-2 zeigt eine Übersicht der wichtigsten Kenngrößen des Prüfstands. Weitere Informationen zu Aufbau und Funktionsweise können [Bür11, Bür12, Bür19] entnommen werden. [Rie18a]

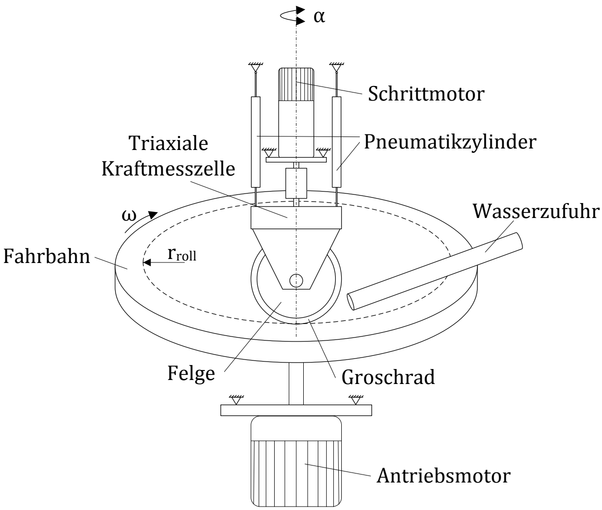


Abbildung 3-4: Schematischer Aufbau des Karlsruher Griffigkeits- und Abriebsprüfstandes. ([Rie18a], übersetzt)

Tabelle 3-2: Technische Daten des Karlsruher Griffigkeits- und Abriebsprüfstands. ([Rie18a], übersetzt)

Größe	Wert	Einheit
Fahrbahndurchmesser	150	mm
Abrollradius r_{roll}	56	mm
Felgendurchmesser	76	mm
Geschwindigkeit auf künstlichen Oberflächen	1 … 30	km/h
Geschwindigkeit auf realen Bohrkernen	1 … 15	km/h
Schräglaufwinkel	-37,5 … 37,5	°
F_x; F_y; F_z	200	N
Durchflussmenge der Wasserzufuhr	0,08 … 20	l/min

4 Modellbildung

In diesem Kapitel wird ein Reifenmodell vorgestellt, anhand dessen durch die Modellierung der physikalischen Vorgänge im Reifen-Fahrbahn-Kontakt die longitudinale Reifencharakteristik prädiziert werden kann. Die Eingangsparameter des Modells basieren zum Teil auf Messdaten, sodass es sich hier um ein semi-physikalisches Modell handelt. Ziel des erstellten Reifenmodells ist es, die Einflüsse unterschiedlicher Laufstreifenmischungen bei identischer Reifenbauart abschätzen zu können. Der Fokus liegt hierbei auf dem Maximalwert der Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien. Das vorgestellte Modell ist an die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Reifenbauart (205/55 R16) angepasst und daher, mit Ausnahme unterschiedlicher Laufstreifenmischungen, nicht direkt auf abweichende Reifenkonstruktionen anwendbar.

Die in diesem Kapitel vorgestellten Inhalte sind in Riehm et al. [Rie19] veröffentlicht, im Folgenden genannten Verweise beziehen sich auf die eigenen Anteile an der Publikation.

4.1 Modellansatz

Zur Beschreibung des Reifenverhaltens in longitudinaler Richtung für die Zustände Antreiben und Bremsen wurde ein sogenanntes Bürstenmodell erstellt. Abbildung 4-1 zeigt eine Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen des Modells sowie die einzelnen Berechnungsabschnitte, auf deren Herleitungen in den Abschnitten 4.2 bis 4.7 näher eingegangen wird. Eine der Eingangsgrößen ist das sogenannte Reibkennfeld, das die Reibcharakteristik des Laufstreifengummis in Abhängigkeit der Pressung und der Gleitgeschwindigkeit beschreibt. Weiter sind die Pressungsverteilung in der Kontaktzone sowie die geometrischen Reifendaten wie der

Reifenradius und die Reifenkrümmung entlang der Querkoordinate notwendig. Eine weitere Eingangsgröße stellt die Bürstensteifigkeit dar, die aus einem auf Messdaten des Innentrommelprüfstands basierenden empirischen Modell ermittelt wird.

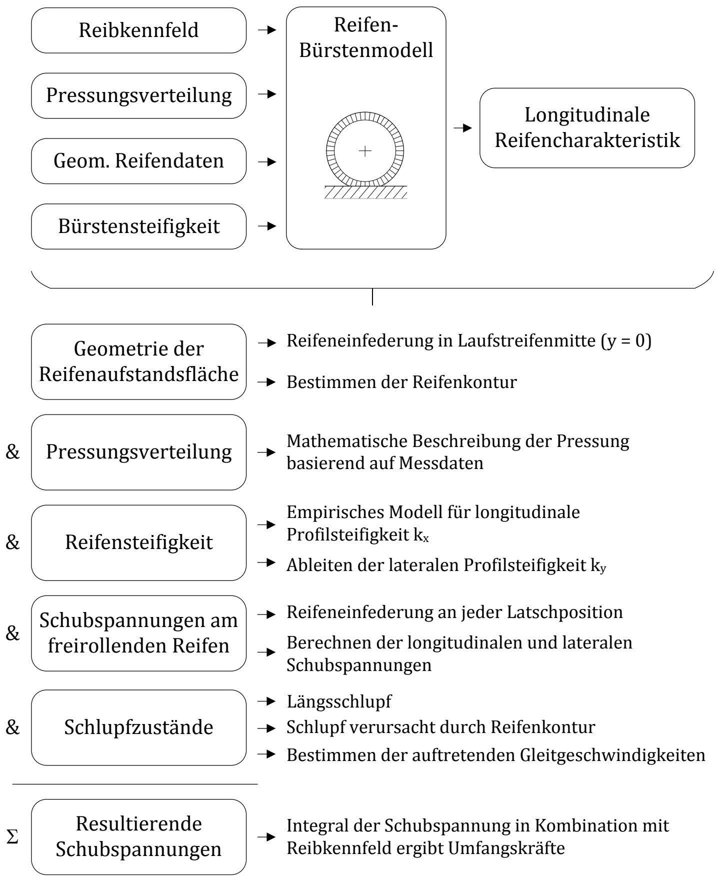


Abbildung 4-1: Übersicht der Ein- und Ausgangsgrößen und der einzelnen Berechnungsabschnitte innerhalb des Modells

Das hier vorgestellte Modell berechnet, neben der longitudinalen Reifencharakteristik, zu jedem Schlupfzustand die Schubspannung und die Gleitgeschwindigkeit jedes Bürstenelements. Das Reifenmodell wurde, um die lokal unterschiedlichen Zustände und die sich daraus ergebenden Schubspannungen sowie Gleitgeschwindigkeiten berücksichtigen zu können, als dreidimensionales Modell ausgeführt. Eine weitere berechnete Größe stellt die Reifenaufstandsflächengeometrie dar. Es wird angenommen, dass die Bürstenelemente untereinander gekoppelt sind. Die Kopplung der Elemente wird durch eine gleichmäßige Pressungsverteilung (Druckspitzen an den Asperitäten werden vernachlässigt) bewerkstelligt.

4.2 Geometrie der Reifenaufstandsfläche

Um die lokalen Vorgänge in der Kontaktzone ermitteln zu können, wird die Geometrie der Reifenaufstandsfläche, wie in [Rie19] dargestellt, bestimmt. Der in diesem Abschnitt vorgestellte Ansatz hat zum Ziel, ohne weitere Kenntnisse der Materialeigenschaften und des genauen Reifenaufbaus die Aufstandsflächengeometrie mit hoher Genauigkeit vorhersagen zu können. Hierzu wird der Reifen mit einer Ebene bzw. für die Innentrommel mit einer entsprechend

des Trommelradius gekrümmten Fläche geschnitten (vgl. Abbildung 4-2), woraus sich, wie im Folgenden gezeigt wird, in guter Näherung die Aufstandsfläche und -geometrie ermitteln lässt.

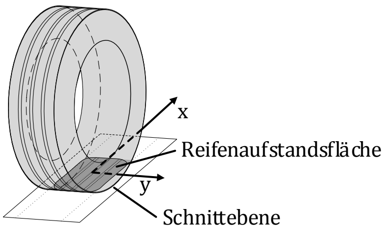


Abbildung 4-2: Schematische Darstellung des Schnittverfahrens zur Ermittlung der Reifenaufstandsfläche.

Um dieses Schnittverfahren anwenden zu können, wird die Reifeneinfederung auf einer ebenen bzw. später auf einer gekrümmten Oberfläche (für den Fall des Reifens in der Innentrommel) berechnet. Abbildung 4-3 zeigt die für diese Berechnung notwendigen geometrischen Zusammenhänge in der Aufstandsflächenmitte (y = 0).

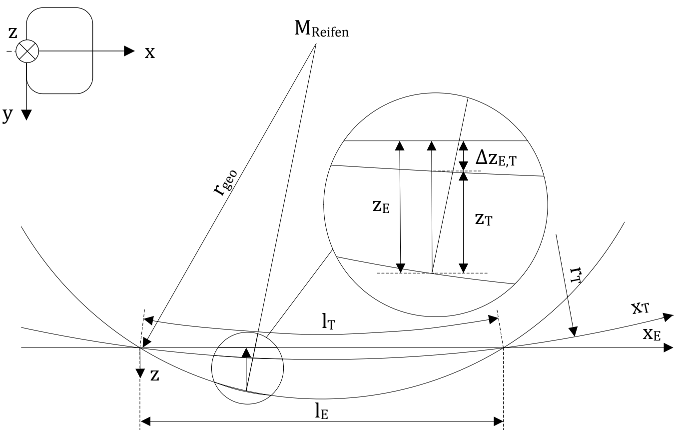


Abbildung 4-3: Reifeneinfederung in der x-z-Ebene (Aufstandsflächenmitte, y = 0). [Rie19]

Der rechnerische Längenunterschied der Aufstandsfläche zwischen Ebene und Innentrommel (Trommelradius 1,9 m) beträgt

bei einer projizierten Latschlänge von 150 mm circa 0,03 % (bei der Innentrommel ist die Bogenlänge um 0,03 % länger als die Kreissehne, wobei der tatsächliche Unterschied größer ist, was auf die Reifensteifigkeit zurückgeführt werden kann). Ausgehend von dieser geringen rechnerischen Abweichung gilt zur Vereinfachung für die Längskoordinate auf der Ebene (indiziert mit E) und auf der Innentrommel (indiziert mit T) $x = x_E = x_T$ und somit auch für die Länge der Aufstandsfläche $l = l_E = l_T$. Unter Verwendung des geometrischen Reifenradius r_{geo} im unbelasteten Zustand und der Länge l der Aufstandsfläche kann, unter der Annahme, dass die Laufstreifenelemente senkrecht zur Fahrbahn (Ebene) einfedern, die Deformation in z-Richtung mit Formel (4-1) bestimmt werden.

$$z_E(x) = \sqrt{r_{geo}^2 - \left(\frac{l}{2} - x\right)^2} - \sqrt{r_{geo}^2 - \left(\frac{l}{2}\right)^2} \tag{4-1}$$

Analog zur ebenen Oberfläche kann die Einfederung auf der Innentrommel nach Formel (4-2) ermittelt werden. Es wird vernachlässigt, dass die Gummielemente sich nicht senkrecht zur Ebene, sondern radial zur Trommelmitte hin bewegen.

$$z_T(x) = z_E(x) - \Delta z_{E,T}(x) \tag{4-2}$$

Wobei für die Differenz $\Delta z_{E,T}(x)$ zwischen der Einfederung auf der Ebene und der Innentrommel Gleichung (4-3) gilt.

$$\Delta z_{E,T}(x) = \sqrt{r_T^2 - \left(\frac{l}{2} - x\right)^2} - \sqrt{r_T^2 - \left(\frac{l}{2}\right)^2} \tag{4-3}$$

Basierend auf der ermittelten Einfederung in der Latschmitte (y = 0) kann in Verbindung mit der Reifenkontur quer zur Laufrichtung auf die Aufstandsflächenkontur (Position der Umrisslinie in y-Richtung, vgl. Abbildung 4-7) $\kappa(x)$ geschlossen werden. Abbildung 4-4 zeigt die Reifenkontur für die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Reifen der Dimension 205/55 R16.

Für die analytische Beschreibung der Kontur bzw. Umrisslinie der Aufstandsfläche $\kappa(x)$ muss die Reifenkontur in y- bzw. Querrichtung mittels einer mathematischen Funktion beschrieben werden. Hierfür werden zunächst zwei Ansätze verfolgt: die Annäherung über einen konstanten Radius sowie einen von Reifenmitte zu Reifenschulter hin linear abnehmenden Radius $r_l(y)$ (siehe Formel (4-4)). Die Radien r_1 bzw. r_2 beschreiben den Konturradius in der Reifenmitte bzw. an der y-Position C, die im Weiteren auf 50 mm festgelegt wird. Die Radien r_1 bzw. r_2 haben ihren Ursprung in der Reifenhauptebene wobei die durch r_1 bzw. r_2 beschriebenen Kreise einen gemeinsamen Punkt in $y = 0$ haben.

$$r_l(y) = r_1 + \frac{(r_2 - r_1)}{C} \cdot y \qquad (4\text{-}4)$$

Die Beschreibung der Reifenkontur mit dem linear kleiner werdenden Radius stellt einen guten Kompromiss zwischen Komplexität und Genauigkeit dar. Ausgehend von der mathematischen Beschreibung für $r_l(y)$ kann die Reifenkontur $z_l(y)$ in vertikaler Richtung abhängig von der Position in Querrichtung bestimmt werden, siehe Gleichung (4-5). Wie in Abbildung 4-4 dargestellt ist $z_l(y)$ in Reifenmitte null und wird nach außen hin größer.

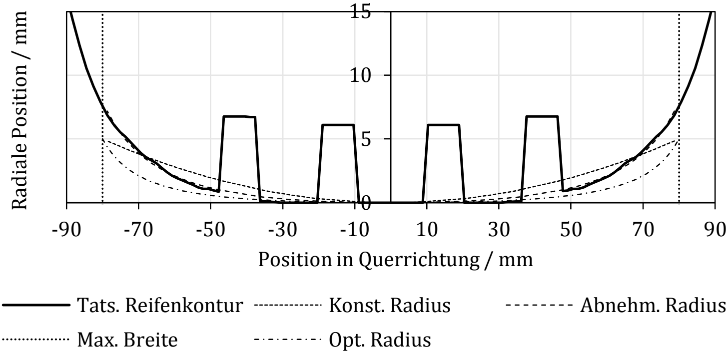


Abbildung 4-4: Nachbildung der Reifenkontur im unbelasteten Zustand und maximale Breite der Aufstandsfläche (ermittelt aus Messungen, senkrechte gestrichelte Linie) eines Reifens mit der Dimension 205/55 R16 bei einem Innendruck von 2,5 bar. Die mathematische Beschreibung der Kontur erfolgt zum einen über einen konstanten Konturradius (RMSE *1 = 0,520 mm) und zum anderen über einen linear abnehmenden Konturradius (RMSE = 0,104 mm). Der optimierte Konturradius basiert auf dem linear abnehmenden Radius, angepasst an die tatsächliche Aufstandsflächengeometrie. (nach [Rie19], Beschriftung angepasst, Verlauf für den Fall des konstanten Radius hinzugefügt)

Das Gleichsetzen der Funktionen zur Beschreibung der Reifeneinfederung $z_{E/T}(x)$ (Einfederung auf der Ebene bzw. auf der Innentrommel) in Längsrichtung mit der Reifenkontur $z_l(y)$ ermöglicht durch Auflösen nach y die Ermittlung der Aufstandsflächenkontur, die im Folgenden als $\kappa(x)$ bezeichnet wird, vgl. Gleichung (4-6).

$$z_l(y) = -\sqrt{r_l^2(y) - y^2} + r_l(y) \tag{4-5}$$

$$\kappa(x) = \pm\left(\frac{(r_2 - r_1)}{C} \cdot z_{E/T}(x) + \sqrt{z_{E/T}(x)^2 \cdot \left\{\left(\frac{r_2 - r_1}{C}\right)^2 - 1\right\} + 2 \cdot r_1 \cdot z_{E/T}(x)}\right) \tag{4-6}$$

*1 RMSE – Root Mean Square Error; dt.: Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme

Die in Abbildung 4-4 eingetragene maximale gemessene Breite der Aufstandsfläche (senkrechte gestrichelte Linie) zeigt, dass bei entsprechender Einfederung (hier circa 8 mm) die geometrisch ermittelte Breite die gemessene übersteigen kann. Um die Breite der Aufstandsfläche einzugrenzen, wird im Folgenden die Funktion $\kappa(x)$ stückweise definiert, siehe Gleichung (4-7).

$$\kappa_{st}(x) = \begin{cases} -\frac{b_{max}}{2} & f\ddot{u}r \quad \kappa(x) < -\frac{b_{max}}{2} \\ \kappa(x) & f\ddot{u}r \quad -\frac{b_{max}}{2} \leq \kappa(x) \leq \frac{b_{max}}{2} \\ \frac{b_{max}}{2} & f\ddot{u}r \quad \kappa(x) > \frac{b_{max}}{2} \end{cases} \tag{4-7}$$

Um $\kappa_{st}(x)$ (Aufstandsflächenkontur stückweise definiert) bestimmen zu können, sind die Länge l und die Breite b_{max} der Aufstandsfläche notwendig, ebenso wie die Radien zur Bestimmung der Reifenkontur r_1, r_2 und der geometrische Radius des unbelasteten Reifens r_{geo}. Die Eingangsgrößen, abgesehen von r_{geo}, basieren auf messtechnisch erfassten Aufstandsflächen für den Reifen mit der Laufstreifenmischung M1. Die Radien r_1, r_2 beschreiben zwar die Reifenkontur, jedoch werden diese basierend auf den gemessenen Aufstandsflächen ermittelt (siehe Opt. Radius in Abbildung 4-4, hierzu später mehr). Für die Berechnung der Schubspannungen am freirollenden Rad sowie für die Ermittlung des Konturschlupfes finden die Radien ebenfalls Verwendung, daher ist eine rein geometrische Beschreibung der Aufstandsflächenkontur ohne Bezug zur Reifenkontur nicht ausreichend. Die Messung der Aufstandsflächen wurden vollfaktoriell für die Parametervariationen Radlast (1500 N; 3000 N; 4500 N; 6000 N), Fülldruck (1,5 bar; 2,0 bar; 2,5 bar; 3,0 bar; 3,5 bar) und Oberfläche (Ebene; Innentrommel) durchgeführt. Basierend auf diesen Messungen werden empirische Modelle für die Bestimmung der Länge und Breite abgeleitet sowie die für den Reifen allgemeingültigen und von Fülldruck und Radlast unabhängigen Radien r_1 und r_2 bestimmt.

Die Länge der Aufstandsfläche kann mittels der aus Messungen erhaltenen empirischen Gleichung (4-8) mit den Regressionskoeffizienten α_i beschrieben werden. Für die Länge der Aufstandsfläche auf der Ebene ($\alpha_1 = 43{,}298425$, $\alpha_2 = 0{,}035655$, $\alpha_3 = -0{,}006795$) wird ein Bestimmtheitsmaß von 0,971 und auf der Innentrommel ($\alpha_1 = 53{,}450393$, $\alpha_2 = 0{,}038071$, $\alpha_3 = -0{,}007024$) ein Bestimmtheitsmaß von 0,989 erreicht.

$$l = \alpha_1 + F_z \cdot (\alpha_2 + \alpha_3 \cdot p) \qquad (4\text{-}8)$$

In Abbildung 4-5 sind die Ergebnisse der Messungen und deren Beschreibung durch das empirische Modell dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich die gemessenen Längen im Vergleich zum vernachlässigbaren rechnerischen Unterschied der Länge der Aufstandsfläche zwischen Ebene und Innentrommel (0,03 % bei $l =$ 150 mm) deutlich voneinander unterscheiden. Die Aufstandsfläche auf der Innentrommel ist in dem untersuchten Parameterraum stets länger.

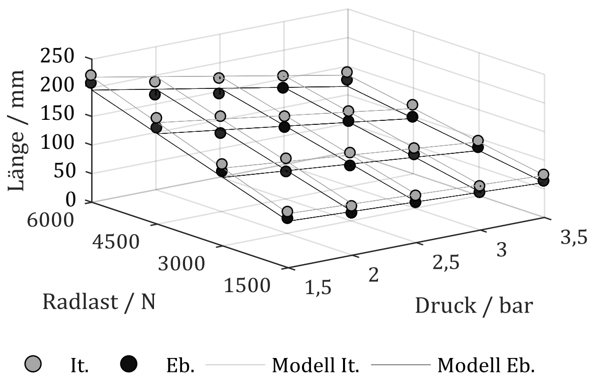


Abbildung 4-5: Länge der Aufstandsfläche in Abhängigkeit der Radlast und des Reifenfülldrucks für die Innentrommel (It.) und die ebene Oberfläche (Eb.). Die Punkte stellen die Messwerte dar, die Linien das empirisch ermittelte Modell. ([Rie19], Beschriftung angepasst)

Die Breite der Aufstandsfläche wurde analog zur Länge bestimmt, wobei hier das in Formel (4-9) dargestellte Modell mit den Regressionskoeffizienten β_i verwendet wurde. Für die Ebene ($\beta_1 = -22{,}647119$, $\beta_2 = 23{,}428897$, $\beta_3 = -5{,}851911$) und die Innentrommel ($\beta_1 = -23{,}817572$, $\beta_2 = 23{,}829943$, $\beta_3 = -6{,}077934$) wurde jeweils ein Bestimmtheitsmaß von 0,975 erreicht.

$$b_{max} = \beta_1 + \beta_2 \cdot \ln(F_z) + \beta_3 \cdot p \tag{4-9}$$

Abbildung 4-6 zeigt die Breite der Aufstandsfläche für die Innentrommel und die Ebene in Abhängigkeit von Radlast und Druck. Im Gegensatz zur Länge kann hier kein nennenswerter Unterschied zwischen den beiden Oberflächenkrümmungen festgestellt werden.

Der Einfluss der Oberflächenkrümmung auf die Länge und Breite der Aufstandsfläche stimmt mit Ergebnissen aus Untersuchungen von Hüsemann [Hüs11b] überein. Dieser zeig eine Längenabnahme mit abnehmendem Außentrommelradius was eine Längenzunahme auf einer Innentrommel vermuten lässt. Weiter wird in

[Hüs11b] ebenfalls nahezu kein Einfluss der Oberflächenkrümmung auf die Reifenaufstandsbreite festgestellt.

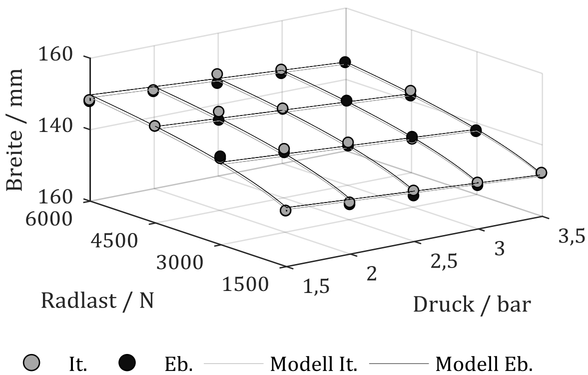


Abbildung 4-6: Breite der Aufstandsfläche in Abhängigkeit der Radlast und des Reifenfülldrucks für die Innentrommel (It.) und die ebene (Eb.) Oberfläche. Die Punkte stellen die Messwerte dar, die Linien das empirisch ermittelte Modell. ([Rie19], Beschriftung angepasst)

Die drei letzten Eingangsgrößen für die Bestimmung der Aufstandsfläche sind die Radien r_1 und r_2 der Reifenkontur sowie der Radius r_{geo} des unbelasteten Reifens. Bei dieser rein geometrischen Betrachtung wird zur Bestimmung der Aufstandsfläche die Verformung des Reifens außerhalb der Kontaktzone vernachlässigt. Tatsächlich wird sich der Reifen verformen. Es ist zu erwarteten, dass die Radien r_1 und r_2 der Reifenkontur last- und fülldruckabhängig variieren werden. Dem wird entgegengewirkt, indem die Radien r_1 und r_2 über ein numerisches Optimierungsverfahren so angepasst werden, dass die gemessene und die berechnete Aufstandsflächengeometrie bestmöglich für alle vorgegebenen Radlasten und Fülldrücke übereinstimmen. Für die weitere Berechnung werden von Radlast und Fülldruck unabhängige Größen für r_1 und r_2 verwendet (r_1 =4800 mm, r_2 =2200 mm). Die erhaltene Reifenkontur ist in Abbildung 4-4 dargestellt. Die Deformation des Reifens in Umfangsrichtung wird an dieser Stelle vernachlässigt.

Der Einfluss der Shore-A-Härte (ΔShA ≈ 15) des Laufstreifens der in dieser Arbeit verwendeten Reifen beläuft sich bei einer Last von 4500 N und einem Fülldruck von 2,5 bar auf einen maximalen Längenunterschied von circa 4,3 % und einen maximalen Breitenunterschied von circa 3,6 %. Diese Unterschiede werden vernachlässigt und es wird somit angenommen, dass die Aufstandsflächengeometrie für alle untersuchten Laufstreifenmischungen gleich ist.

Abbildung 4-7 zeigt die gemessene und die mittels des vorgestellten Modells prädizierte Reifenaufstandsfläche für drei Radlasten bei einem Fülldruck von 2,5 bar. Die Aufstandsflächenkontur kann für den Anwendungsfall in dieser Arbeit mit ausreichend hoher Genauigkeit abgebildet werden.

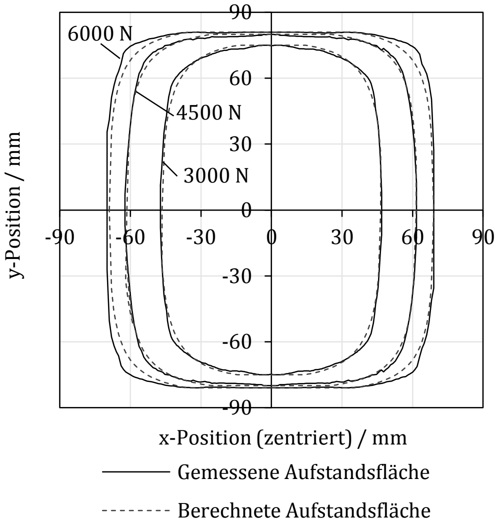


Abbildung 4-7: Vergleich gemessener und berechneter Reifenaufstandsflächen für den Reifen 205/55 R16 mit der Mischung M1 für die Radlasten 3000 N, 4500 N und 6000 N bei einem Reifenfülldruck von 2,5 bar auf einer ebenen Oberfläche. Im Vergleich zu den Berechnungen, in denen $x = 0$ dem Einlauf entspricht, wurde hier zur besseren Vergleichbarkeit der Radlasten $x = 0$ in die Latschmitte gelegt. ([Rie19], Beschriftung angepasst)

4.3 Pressungsverteilung

Nachfolgender Inhalt zur Pressungsverteilung ist in [Rie19] publiziert.

Die Pressungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche hat einen starken Einfluss auf das Reifenverhalten [Guo07], da diese in Kombination mit den entsprechenden Reibbeiwerten die maximal übertragbaren Schubspannungen und damit die Umfangs- und Seitenkraft bestimmt. Für ein analytisches Reifenmodell ist es notwendig, die Pressungsverteilung über eine mathematische Funktion zu beschreiben. In Abbildung 4-8 ist die Pressungsverteilung für einen stehenden und einen sich drehenden Reifen schematisch dargestellt. Am stehenden Reifen ist eine symmetrische Druckverteilung zu erwarten, am rollenden Reifen jedoch, verursacht durch die Dämpfung, eine abhängig von der Fahrgeschwindigkeit zum Auslauf hin abfallende Pressung (Dämpferkraft wirkt entgegen der Federkraft). [Gen06]

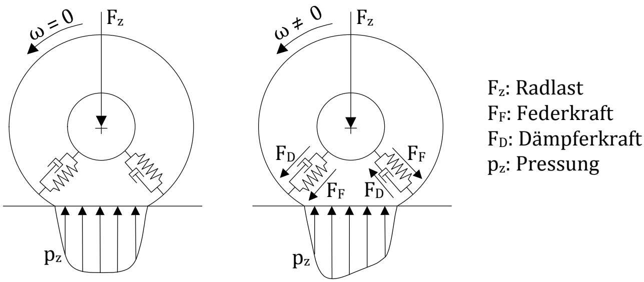


Abbildung 4-8: Pressungsverteilung am stehenden (links) und drehenden Rad (rechts), nach [Gen06].

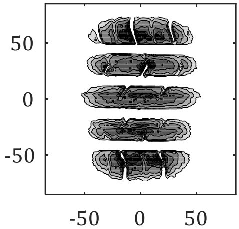
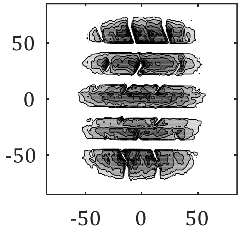
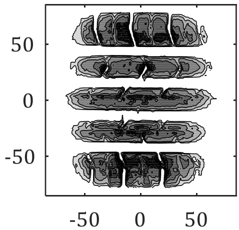
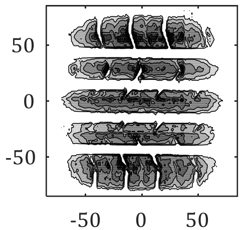
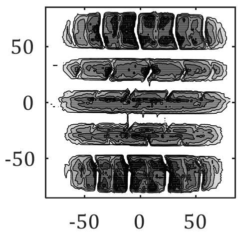
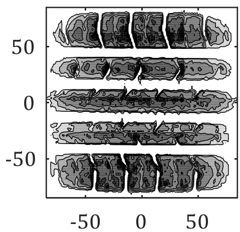
In der Literatur sind unterschiedliche Ansätze zur analytischen Beschreibung des Pressungsverlaufs angeführt. Ammon et al. [Amm04] beschreiben die Druckverteilung über eine sogenannte Monomfunktion. Heinrich et al. [Hei08] wie auch Svendenius [Sve07] verwenden eine symmetrische parabolische Funktion

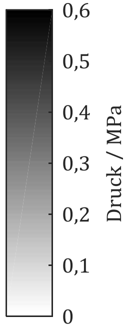
zweiten Grades. Miyashita et al. [Miy06] bedienen sich einer parabolischen Funktion n-ten Grades, ergänzt um einen Funktionsteil, der es erlaubt, den Abfall der Pressung vom Einlauf zum Auslauf hin zu beschreiben. Guo et al. [Guo99] stellen eine als „beliebig" bezeichnete Funktion vor, mit der ebenfalls ein Abfall bzw. Anstieg der Pressung zum Auslauf hin berücksichtigt werden kann.

Die Auswahl der geeigneten mathematischen Funktion erfolgt im Abgleich mit realen Pressungen. Hierfür wurden für den statischen Fall die Pressungsverteilungen am Reifen mit der Laufstreifenmischung M1 mit einer drucksensitiven Sensormatte der Firma Xsensor[2] ermittelt. In Tabelle 4-1 ist die Druckverteilung auf der Ebene und der Innentrommel dargestellt. Wie bereits in Abschnitt 4.2 gezeigt, kann ein Längenunterschied zwischen der Reifenaufstandsfläche auf der Ebene und auf der Innentrommel festgestellt werden. Hieraus resultiert ein Flächenunterschied und somit eine niedrigere mittlere Pressung auf der Innentrommel.

[2] Es wurde der Sensor IX500 der Firma Xsensor Technology Corporation eingesetzt.

Tabelle 4-1: Statische Pressungsverteilung des Reifens mit der Laufstreifenmischung M1 gemessen auf zwei Oberflächen mit unterschiedlicher Krümmung (Ebene und Innentrommel) bei drei Radlasten und einem Fülldruck von 2,5 bar. Im Vergleich zu den Berechnungen, in denen $x = 0$ dem Einlauf entspricht, wurde hier zu besseren Vergleichbarkeit der Radlasten $x = 0$ in die Latschmitte gelegt. Werte der Achsen in mm.

Last	Ebene	Innentrommel
3 kN		
4,5 kN		
6 kN		



Entsprechend den Überlegungen zur Pressungsverteilung (vgl. Abbildung 4-8), bestätigt durch die Messdaten, liegt bei Reifenstillstand in der Reifenaufstandsfläche eine symmetrische Druckverteilung vor. Für das hier angeführte Modell wird die Pressungsverteilung nach Ammon et al. [Amm04] verwendet und um einen linearen Term erweitert. Dieser lineare Term erlaubt es, einen Abfall oder gegebenenfalls Anstieg der Pressung vom Einlauf zum

Auslauf hin zu berücksichtigen, vgl. Formel (4-10). q_1 entspricht hierbei dem Monomexponenten in longitudinaler Richtung, p_{press} dem mittleren Flächendruck, $l(y)$ der Latschlänge an der Position y und A der Steigung des Abfalls bzw. Anstiegs der Pressungsverteilung vom Ein- zum Auslauf hin. Im Folgenden wird $A = 0$ gesetzt, durch den genannten Term besteht jedoch die Möglichkeit, diesen Effekt zu berücksichtigen.

$$p_{long}(x,y) = p_{press} \cdot \frac{q_1 + 1}{q_1} \cdot \left\{1 - \left|\left(2 \cdot \frac{x}{l(y)} - 1\right)\right|^{q_1}\right\} \cdot \left\{A\left(x - \frac{l(y)}{2}\right) + 1\right\} \quad (4\text{-}10)$$

Die Latschlänge $l(y)$ an der Position y wird bestimmt, indem in einem ersten Schritt $z_E(x)$ (vgl. Formel (4-1)) bzw. $z_T(x)$ (vgl. Formel (4-2)) mit $z_l(y)$ (vgl. Formel (4-5)) gleichgesetzt und anschließend nach x in Abhängigkeit von y aufgelöst wird. Ist nun $x(y)$ bekannt, kann nach Formel (4-11) die Aufstandsflächenlänge $l(y)$ abhängig von der lateralen Position ermittelt werden. Die Länge l entspricht hier der Latschlänge in Reifenmitte (y = 0).

$$l(y) = l - 2 \cdot x(y) \quad (4\text{-}11)$$

In lateraler Reifenrichtung wird eine auf der Monomfunktion basierende Gewichtungsfunktion g_{lat} eingeführt, siehe Formel (4-12). q_2 entspricht dem Monomexponenten in lateraler Richtung und $\kappa_{st}(x)$ der Breite der Kontaktfläche an der Position x.

$$g_{lat}(x,y) = \frac{q_2 + 1}{q_2} \cdot \left\{1 - \left(\frac{y}{\kappa_{st}(x)}\right)^{q_2}\right\} \quad (4\text{-}12)$$

Aus Formel (4-10) in Kombination mit der Gewichtungsfunktion (4-12) ergibt sich Gleichung (4-13) für die Pressungsverteilung. Die Profilgeometrie wird mittels einer binären Gewichtsfunktion $g_{Profil}(x,y)$, basierend auf einer Profilfotografie, berücksichtigt.

$$p(x,y) = p_{long}(x,y) \cdot g_{lat}(x,y) \cdot g_{Profil}(x,y) \quad (4\text{-}13)$$

Die gemessenen Druckverteilungen zeigen keine sprungartige Druckänderung an den Längskanten der Profilklötze in lateraler Richtung, sondern einen allmählichen Übergang. Um auch dies durch die mathematische Funktion zu berücksichtigen, werden weitere Gewichtungsfunktionen eingeführt, die einen allmählichen Druckanstieg abbilden. Es handelt sich hierbei um abschnittsweise definierte Funktionen. Formel (4-14) zeigt exemplarisch die Funktion für den Pressungsverlauf im Abschnitt $y_{1,II}$ bis $y_{2,II}$ (siehe Abbildung 4-9).

$$p_{II}(x,y) = p(x,y) \cdot g_{II}(y) \quad f\ddot{u}r \quad y_{1,II} \leq y \leq y_{2,II} \tag{4-14}$$

Mit der Gewichtsfunktion

$$g_{II}(y) = \frac{q_{II}+1}{q_{II}} \cdot \left(1 - \left|\left(\frac{y - y_{II}'}{\frac{B_{II}}{2}}\right)\right|^{q_{II}}\right) \tag{4-15}$$

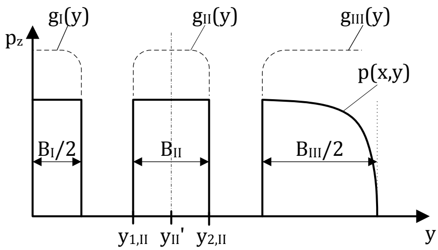


Abbildung 4-9: Gewichtsfunktionen $g_I(y)$, $g_{II}(y)$, und $g_{III}(y)$ zur Berücksichtigung des Pressungsverlaufs an den Längsrippen. ([Rie19], Beschriftung angepasst)

Die Größen B_I bis B_{III} beschreiben die Breite der Monomfunktion. Zwischen äußerster Rille und Reifenschulter soll lediglich auf der zur Schulter abgewandten Seite der Übergang der Pressung durch die Gewichtsfunktion beeinflusst werden.

Die verwendeten Reifen weisen ein längsorientiertes Profil auf, weshalb der Einfluss der Querrillen auf den Pressungsverlauf vernachlässigt wird. Ansonsten würde die Komplexität des Modells

maßgeblich erhöht. Die Parameter der Monomfunktionen in longitudinaler und lateraler Richtung müssen anhand der gemessenen Pressungen ermittelt werden. Die Größen wie $l(y)$ oder $\kappa_{st}(x)$ können Abschnitt 4.2 entnommen werden. Abbildung 4-10 zeigt die über die Optimierung erhaltenen Monomexponenten q_1 und q_2. Da es sich hier um einen statischen Fall handelt, wurde der Steigungsfaktor A zu null gesetzt. Die Monomexponenten weisen unabhängig von der Oberflächenkrümmung die gleiche Radlastabhängigkeit auf. Der Monomexponent q_1 in longitudinaler Richtung steigt mit zunehmender Radlast nur leicht. In lateraler Richtung ist ein deutlich stärkerer Anstieg mit zunehmender Radlast zu erkennen, wobei hier nur eine geringe Zunahme der Breite festgestellt werden kann. Der Anstieg des Monomexponenten ist auf den stärkeren Pressungsanstieg an der Reifenschulter zurückzuführen. Der stärkere Anstieg ist auf die größere Reifeneinfederung bei steigender Radlast zurückzuführen.

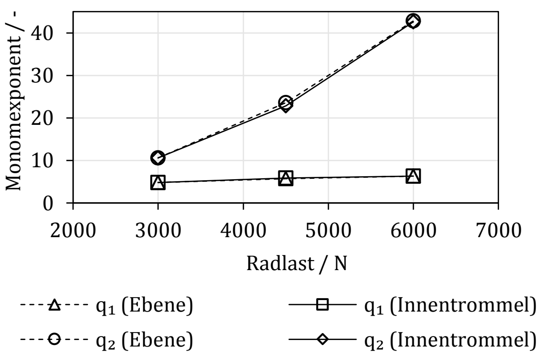


Abbildung 4-10: Monomexponenten q_1 und q_2 in Abhängigkeit der Radlast, ermittelt aus in Tabelle 4-1 dargestellten Pressungsverteilungen ([Rie19], Beschriftung angepasst)

Abgeleitet aus den Messungen der Pressungsverteilungen wird für die Parameter q_I und q_{II} ein Wert von 5 und für q_{III} ein Wert von 20 gewählt. Abbildung 4-11 zeigt den Vergleich der statisch gemessenen Pressungsverteilung mit der mathematisch angenäherten Funktion auf der Innentrommel. Es zeigt sich ein vergleichbarer

Anstieg sowie Abfall des Drucks am Ein- bzw. Auslauf sowie an den Reifenschultern bzw. den longitudinalen Klotzkanten.

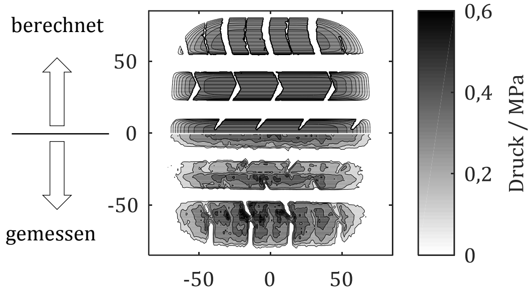


Abbildung 4-11: Vergleich der gemessenen und der mathematisch angenäherten Pressungsverteilung auf der Innentrommel für den Reifen mit der Laufstreifenmischung M1 bei einer Radlast von 4500 N und einem Fülldruck von 2,5 bar, Werte der Achsen in mm. Im Vergleich zu den Berechnungen, in denen $x = 0$ dem Einlauf entspricht, wurde hier zu besseren Vergleichbarkeit der Radlasten $x = 0$ in die Latschmitte gelegt. ([Rie19], Beschriftung angepasst, Hinweise „berechnet“ und „gemessen“ ergänzt)

Die hier angeführten Erkenntnisse gelten für den statischen Fall. Für den dynamischen Fall ist neben dem Abfall der Pressung zum Auslauf hin, wie in Abbildung 4-8 angedeutet, zusätzlich eine Veränderung der Pressungsverteilung abhängig vom Schlupfzustand zu erwarten. Diese im dynamischen Fall auftretenden Effekte werden in der vorliegenden Arbeit vernachlässigt, um die Komplexität des Modells und den Messaufwand bei ausreichender Vorhersagegenauigkeit möglichst gering zu halten. Weiter erfordert die Ermittlung der dynamischen Effekte einen komplexen Messaufbau.

Weitere Methoden zur Ermittlung der Pressungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche werden in der Literatur angeführt. Messungen der Pressungsverteilung mittels triaxialem Messstift werden beispielsweise in [Lip86, Pot92, Köh02, Köh03, Dou09, Kuw13, Gro13] untersucht. Hüsemann [Hüs11b] ermittelt die Pressungsverteilung mithilfe drucksensitiver Folien, Roth et al. [Rot06] auf

einer Glasplatte basierend auf dem Effekt frustrierter Totalreflexion. Weiter kann die Druckverteilung wie in [Wan14, Zho15, Yan11] über die Finite-Elemente-Methode ermittelt werden.

4.4 Bürstensteifigkeit

Die Ermittlung der sogenannten Bürstensteifigkeit, aus der die Schlupfsteifigkeit resultiert, stützt sich auf ein empirisches Modell, das auf den in Unterkapitel 6.2 vorgestellten Ergebnissen basiert. Abbildung 4-12 zeigt die Schlupfsteifigkeit ($\Delta\mu/\Delta s$) einer Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie (μ-s-Kennlinie). Die Ermittlung der Steigung im quasi linearen Bereich erfolgt für alle gemessenen Kennlinien am Innentrommelprüfstand bei nassen Fahrbahnbedingungen und einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h.

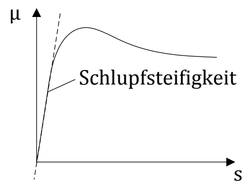


Abbildung 4-12: Schlupfsteifigkeit $\Delta\mu/\Delta s$.

Mit zunehmender Radlast nimmt die Länge der Aufstandsfläche bei gleichbleibender Profilelementensteifigkeit zu, sodass bei identischem Schlupf ein prozentual höherer Anteil der maximal übertragbaren Schubspannungen ausgenutzt wird. Dies führt zu einer Zunahme der Schlupfsteifigkeit. Ein zunehmender Speichermodul E‘ der Laufstreifenmischung führt ebenfalls zu einer Erhöhung der Schlupfsteifigkeit. E‘ ist wiederum frequenzabhängig. Die durch die Deformation in der Aufstandsfläche resultierende Anregungsfrequenz errechnet sich aus dem Quotienten aus Fahrgeschwindigkeit und Latschlänge. Eine Radlasterhöhung führt daher zu einer Frequenzabnahme und im Allgemeinen zu einer Abnahme des Spei-

chermoduls. Eine Temperaturvariation bewirkt nach der Temperatur-Frequenz-Äquivalenz (vgl. Abschnitt 2.1.1) ein ähnliches Materialverhalten wie eine Frequenzänderung. Eine ansteigende Reifentemperatur (z. B. durch die Erhöhung der Radlast) hat in der Regel eine Verringerung des Speichermoduls zur Folge. Weiter beeinflusst die Fahrbahntextur die Schlupfsteifigkeit, da bei verringerter tatsächlicher Kontaktfläche (beispielsweise durch steigende Makrotextur) die erforderlichen Schubspannungen über weniger Profilelemente übertragen werden. Dies führt bei gleicher übertragener Umfangskraft zu einer größeren Deformation der Profilklötze und somit zu einer geringeren Schlupfsteifigkeit des Reifens [Fis00]. Für den Fall eines Zwischenmediums in Form von Wasser wird die Mikrotextur ebenfalls die Schlupfsteifigkeit beeinflussen, da eine hohe Mikrotextur Mikroaquaplaningeffekte reduziert und den Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn verbessert. Eine hohe Mikrotextur erhöht folglich die Schlupfsteifigkeit. Auf Basis dieser Überlegungen wird mittels der Messdaten bei 1 mm Wasserhöhe ein empirisches Modell erstellt, das die Schlupfsteifigkeit in Abhängigkeit der Radlast, des Speichermoduls sowie eines Produkts aus relativer Kontaktfläche A_{rel} (Wert zwischen 0 und 1) und Mikrotextur (in SRT-Pendelwert) prädiziert.

Dem Modell liegen Messdaten bei unterschiedlichen Umgebungs- und Wassertemperaturen (5 °C, 15 °C, 25 °C) aller sechs Reifenmischungen auf drei unterschiedlichen Oberflächen (vgl. Abbildung 6-1, wobei Korund 120 lediglich bei trockenen Bedingungen eingesetzt wurde) zugrunde. Formel (4-16) zeigt die Regressionsfunktion für die empirisch ermittelte Schlupfsteifigkeit $k_{x,emp}$, wobei γ_n die Regressionskoeffizienten der Funktion darstellen. Die Regression besitzt ein Bestimmtheitsmaß von 0,845 mit $\gamma_1 = -30{,}6762$, $\gamma_2 = 0{,}0031\,\frac{1}{\mathrm{N}}$, $\gamma_3 = 1{,}7245\,\frac{1}{\mathrm{MPa}}$ und $\gamma_4 = 0{,}6503$.

$$k_{x,emp} = \gamma_1 + \gamma_2 \cdot F_z + \gamma_3 \cdot E' + \gamma_4 \cdot (A_{rel} \cdot SRT) \tag{4-16}$$

Ausgehend von der Schlupfsteifigkeit lässt sich die Bürstensteifigkeit ermitteln. Hierzu wird die Pressungsverteilung als konstant angenommen. Dies ist zulässig, da die Steifigkeit für sehr kleine Schlupfwerte ermittelt wird (siehe Abbildung 4-13).

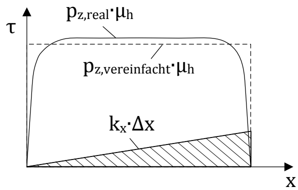


Abbildung 4-13: Vereinfachung der Pressungsverteilung zur Ermittlung der Bürstensteifigkeit.

Die Schlupfsteifigkeit $k_{x,emp}$ wird im Wesentlichen auf die Profilsteifigkeit zurückgeführt, da die Seitenwand in Umfangsrichtung lediglich eine einmalige Deformation erfährt und keinen nennenswerten Beitrag zur Schlupfsteifigkeit leistet. Daher kann die Bürstensteifigkeit k_x, wie in [Rie19] dargestellt, ausgehend von Formel (4-17), (4-18) bzw. (4-19) mit (4-20) berechnet werden. Die effektive Breite der Aufstandsfläche b_{eff} entspricht der Breite abzüglich der Längsrillen. l_{eff} entspricht der mittleren Aufstandslänge (Längsrillen werden nicht mit einberechnet). Der Profilnegativanteil in Querrichtung (restlicher Negativanteil nach Abzug der umlaufenden Längsrillen) wird durch den Faktor f_{quer} berücksichtigt. Weicht bei der Modellierung der Kennlinien die Schlupfsteifigkeit, basierend auf der in Formel (4-19) genannten Bürstensteifigkeit, vom Sollwert ($k_{x,emp}$) ab, wird k_x durch einen weiteren Iterationsschritt angenähert (Abweichungen sind aufgrund der Vereinfachung wie bspw. Annahme einer konstanten Radlast, möglich).

$$\int_0^l \Delta x(x)\,dx \cdot k_x \cdot b_{eff} = k_{x,emp} \cdot s \cdot F_z;\ \Delta x(x) = s \cdot x \qquad (4\text{-}17)$$

$$\frac{1}{2} \cdot s \cdot l^2 \cdot k_x \cdot b_{eff} = k_{x,emp} \cdot s \cdot F_z \qquad (4\text{-}18)$$

$$k_x = \frac{2 \cdot k_{x,emp} \cdot (1-s) \cdot F_z}{l^2 \cdot b_{eff}} \underbrace{\approx}_{s\,klein} \frac{2 \cdot k_{x,emp} \cdot F_z}{l_{eff}^2 \cdot b_{eff}} \tag{4-19}$$

Wobei gilt:

$$l_{eff} = \frac{2}{b} \cdot \int_0^{\frac{b}{2}} l(y)\, dy \cdot f_{quer} \tag{4-20}$$

Das empirische Modell für die Steifigkeit ist gültig für die ebene Fahrbahn, bei einer konkaven Oberfläche ist die Schlupfsteifigkeit höher. Da im Folgenden jedoch stets krümmungskorrigierte Daten (vgl. Abschnitt 6.2.2) miteinander verglichen werden, wird der durch die größere Länge der Aufstandsfläche auf der Innentrommel verursachte Effekt durch eine geringere Bürstensteifigkeit kompensiert.

Um die Bürstensteifigkeit des Laufstreifens in Querrichtung zu ermitteln, kann nicht auf die Schräglaufsteifigkeit zurückgegriffen werden, da diese stark von der Seitenwand beeinflusst wird. Daher soll die Quersteifigkeit der Bürsten ausgehend von der in Formel (4-19) bestimmten Längssteifigkeit ermittelt werden. Hierzu ist es notwendig, das Verhältnis von Längs- und Quersteifigkeit rechnerisch abzuschätzen. Freakley und Payne [Fre78] beschreiben die Belastung eines Profilelements mit einer Kombination aus Biege- und Scherbeanspruchung (vgl. Abbildung 4-14). Formel (4-21) zeigt für diesen Belastungsfall die Ermittlung der Steifigkeit k_x bzw. k_y in x- bzw. y-Richtung für einen Profilklotz mit der Höhe h, der Fläche A, dem Flächenträgheitsmoment I_y bzw. I_x, dem Speichermodul E' bzw. dem Schermodul G' (ermittelt aus E' unter Verwendung der Poissonzahl ν für Gummi von 0,5) sowie der Profilblockdeformation $\delta_{x/y}$. Für die Berechnung werden lediglich die sich im Kontakt befindenden Anteile der Profilklötze berücksichtigt (die Fläche des Profilklotzes, die nicht mit der Fahrbahn in Kontakt ist, wird nicht berücksichtigt, d.h. mit abnehmender Kontaktfläche nimmt dann auch das Flächenträgheitsmoment ab). Dies hat eine tendenzielle Unterschätzung der Flächenträgheitsmomente und

der durch Scherung ermittelten Deformation zur Folge. Die Flächenträgheitsmomente der Profilklötze werden durch Diskretisierung in kleine Elemente und den Satz von Steiner bestimmt. Für das Verhältnis von k_x zu k_y ist eine Radlast- sowie Luftdruckabhängigkeit zu erwarten, da die beiden Parameter Last und Druck unterschiedliche Verhältnisse von Länge und Breite der Aufstandsfläche zur Folge haben. Abbildung 4-15 zeigt das rechnerisch ermittelte Verhältnis von Quer- zu Längssteifigkeit in Abhängigkeit der Radlast für einen Reifenfülldruck von 2,5 bar. Durch eine zunehmende Latschlänge nimmt die Anzahl der mit der Fahrbahn in Kontakt stehenden Profilklötzen im Schulterbereich zu. Diese tragen, aufgrund ihrer Geometrie, stärker zur Quer- als zur Längssteifigkeit bei, woraus sich ein Abfall des Quotienten $\frac{k_x}{k_y}$ mit zunehmender Radlast ergibt. Der nicht vollständig glatte Verlauf aus Abbildung 4-15 wird durch nicht vollständig im Kontakt befindliche Profilblöcke (je nach Radlast) verursacht. [Rie19]

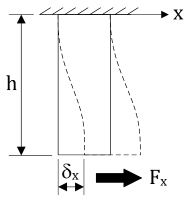


Abbildung 4-14: Kombinierte Biege- und Scherbeanspruchung an einem Profilblock mit der Höhe h (aus [Rie19] nach [Fre78]).

$$k_{x/y} = \frac{F_{x/y}}{\delta_{x/y}} = \frac{1}{\frac{h^3}{12 \cdot E' \cdot I_{y/x}} + \frac{h}{G' \cdot A}} \tag{4-21}$$

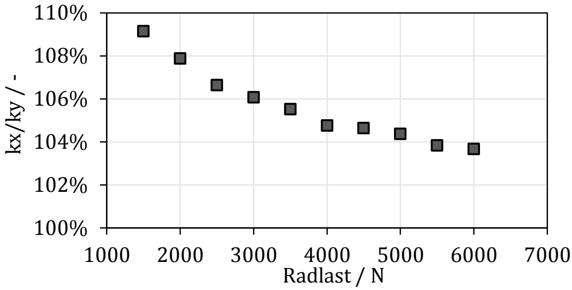


Abbildung 4-15: Berechnetes Verhältnis der Längssteifigkeit des Reifenprofils bezogen auf die Quersteifigkeit bei unterschiedlichen Radlasten und einem Fülldruck von 2,5 bar auf der gekrümmten Innentrommeloberfläche. ([Rie19], übersetzt)

Die Größenordnung der Verhältnisse wird durch Ergebnisse von Okonieski et al. [Oko03] bestätigt. Deren Untersuchungen, basierend auf rechnerisch ermittelten Steifigkeitsverhältnisse für 21 unterschiedliche Reifenprofile, zeigen im Mittel eine um etwa 4,7 % höhere Längssteifigkeit. [Rie19]

4.5 Schubspannungen am freirollenden Rad

Die longitudinalen Schubspannungen am freirollenden Rad beeinflussen deutlich das Kraftübertragungsverhalten. Die Unterschiede zwischen dem angetriebenen und gebremsten Rad, wie zum Beispiel beim maximalen Kraftübertragungspotential, sind teilweise auf die Schubspannungen in Längsrichtung, hervorgerufen durch die Abplattung des Reifens, zurückzuführen. Die durch die Abplattung verursachten Spannungen des Reifens in lateraler Richtung bedingen bei einem Reifen unter Längsschlupf eine permanente kombinierte Belastung. [Rie19]

Die Ermittlung der longitudinalen und lateralen Schubspannungen ist in [Rie19] dargestellt und wird in den folgenden beiden Abschnitten wiedergegeben.

4.5.1 Longitudinale Schubspannungen

Die Kenntnis der Deformation in x-Richtung, bedingt durch die Abplattung des Reifens, ist erforderlich, um die Schubspannungen in Längsrichtung rechnerisch abschätzen zu können. Es wird die Annahme getroffen, dass im statischen Fall das Gummielement senkrecht zur Fahrbahn einfedert und gleichzeitig, abhängig vom Abstand zur Reifenmitte, einer Deformation in Längsrichtung unterliegt. Um diese Deformation bestimmen zu können, ist es notwendig, die Reifeneinfederung an jeder Position der Reifenaufstandsfläche zu kennen. Wie in Abschnitt 4.2 wird auch hier aufgrund der geringen rechnerischen Längenunterschiede der Reifenaufstandsfläche auf der ebenen Fahrbahn und der Innentrommel $l_E(y) = l_T(y) = l(y)$ gesetzt. Analog zu Formel (4-1) kann nun mit den Längen der Aufstandsfläche $l(y)$ und dem x-Achsenabstand $x(y)$ zur Aufstandsflächenkontur die Einfederung z auf einer ebenen Oberfläche an jeder Position (x, y) bestimmt werden, siehe Gleichung (4-22). Abbildung 4-16 zeigt die geometrischen Zusammenhänge zur Berechnung der Deformation des Gummielements in Längsrichtung, wobei x_E der Längskoordinate auf der Ebene und x_T der Längskoordinate auf der Trommel entspricht.

$$z_E(x,y) = \frac{1}{2}\sqrt{4 \cdot r_{geo}^2 - \{l(y) - 2 \cdot (x - x(y))\}^2} - \frac{1}{2}\sqrt{4 \cdot r_{geo}^2 - l(y)^2} \qquad (4\text{-}22)$$

Wie in Formel (4-2) kann die Einfederung auf der gekrümmten Trommeloberfläche nach Gleichung (4-23) bestimmt werden. $\Delta z_{E,T}(x, y)$ (siehe Funktion (4-24)) entspricht der „Einfederung der Trommel auf einer ebenen Fläche“.

$$z_T(x,y) = z_E(x,y) - \Delta z_{E,T}(x,y) \qquad (4\text{-}23)$$

$$\Delta z_{E,T}(x,y) = \frac{1}{2}\sqrt{4 \cdot r_T^2 - \{l(y) - 2 \cdot (x - x(y))\}^2} - \frac{1}{2}\sqrt{4 \cdot r_T^2 - l(y)^2} \qquad (4\text{-}24)$$

Der Winkel γ für die Position x kann über die Sinusfunkion mit der Hypothenuse r_{geo} bestimmt werden (siehe Abbildung 4-16). Mit Hilfe von γ kann nun mit der Reifeneinfederung die Längsverschiebung des Bürstenelementes nach Formel (4-25) ermittelt werden.

$$\Delta x_{E/T}(x,y) = z_{E/T}(x,y) \cdot \tan\left\{\sin^{-1}\left(\frac{\frac{l(y)}{2} - \left(x - x(y)\right)}{r_{geo}}\right)\right\} \qquad (4\text{-}25)$$

Die Deformation auf der Ebene bzw. auf der Innentrommel $\Delta x_{E/T}(x,y)$ ergibt in Kombination mit der empirisch bestimmten Steifigkeit k_x (vgl Abschnitt 4.4) die Schubspannungen $\tau_{x_{E/T},st}(x,y)$ (für den statischen Fall), siehe Gleichung (4-26).

$$\tau_{x_{E/T},st}(x,y) = \Delta x_{E/T}(x,y) \cdot k_x \qquad (4\text{-}26)$$

Beim freirollenden Rad tritt durch die Deformationsgeschwindigkeit zusätzlich eine Dämpferkraft auf. Die Deformationsgeschwindigkeit lässt sich aus der Ableitung der Funktion (4-25) nach der Zeit bestimmen, wobei der Weg x durch das Produkt aus der Zeit t und der Fahrgeschwindigkeit V_{Fzg} berechnet wird. Die Schubspannungen, die durch die Dämpfung verursacht sind, werden den durch die Elementendeformation hervorgerufenen Schubspannungen am stehenden Rad überlagert. Da hierzu jedoch zusätzlich genaue Kenntnisse über die Dämpferkonstante benötigt werden, die aufwendige Messungen voraussetzen, wird dieser Teil vernachlässigt.

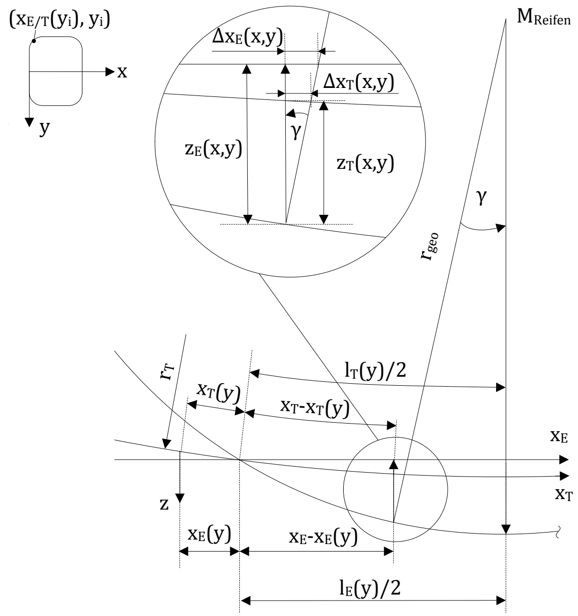


Abbildung 4-16: Deformation $\Delta x_{E/T}$ der Gummielemente am abgeplatteten Reifen in longitudinaler Richtung. Der Bezugspunkt ist durch die Latschlänge in Latschmitte ($y = 0$) gegeben. ([Rie19], Beschriftung angepasst)

Abbildung 4-17 zeigt die berechneten Längsschubspannungen am stehenden Reifen mit der Mischung M1, einer Radlast von 4500 N und einem Fülldruck von 2,5 bar auf einer Korund-Oberfläche (beeinflusst k_x). Die maximalen Schubspannungen sind, trotz der kürzeren Aufstandsfläche, auf der Ebene höher als bei identischen Randbedingungen auf der Innentrommel. Dies wird durch die von der Trommelkrümmung bedingte verringerte Einfederung verursacht. Durch die Reifenkrümmung in lateraler Richtung und die abnehmende Länge der Aufstandsfläche verringern sich die longitudinalen Schubspannungen zur Reifenschulter hin.

Die hier berechneten Schubspannungen resultieren aus rein geometrischen Überlegungen unter Berücksichtigung der Aufstands-

flächengeometrie und der longitudinalen Steifigkeit. Um die Gültigkeit dieser Berechnung abschätzen zu können, erfolgt ein qualitativer Abgleich der Ergebnisse mit der Literatur.

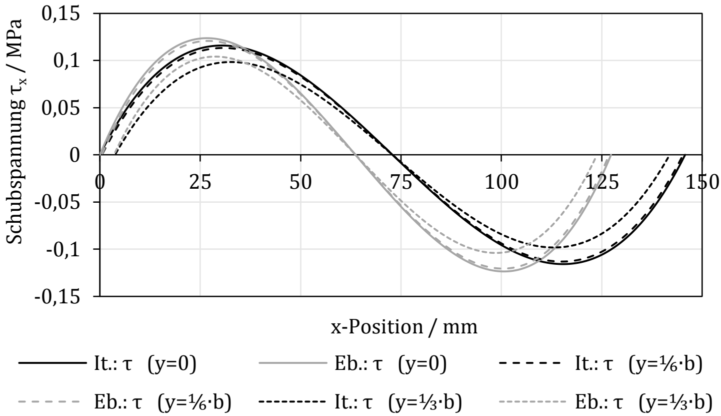


Abbildung 4-17: Longitudinale Schubspannungen am stehenden Rad auf der Ebene (Eb.) und der Innentrommel (It.) auf einer Korund-Oberfläche für den Reifen mit Mischung M1 bei 4500 N Radlast und 2,5 bar Fülldruck. Der Bezugspunkt für die x-Positon ist der Einlaufpunkt in Latschmitte ($y = 0$). ([Rie19], Beschriftung angepasst)

Die Erfassung der Schubspannungen unter realistischen Fahrgeschwindigkeiten ist auf Trommelprüfständen möglich. Exemplarisch werden hier Seitz und Hussmann [Sei71], Gerresheim [Ger75], Köhne et al. [Köh03] sowie Kuwayama et al. [Kuw13] angeführt, die mittels 3-Komponenten-Kraftaufnehmern die Schubspannungen auf einer Außentrommel untersucht haben. Grollius [Gro13] führt in ihrer Arbeit Messungen auf der Innentrommel an, die ebenfalls mit einem solchen Kraftaufnehmer durchgeführt wurden. Pottinger et al. [Pot92, Pot99] zeigen Messungen auf einer ebenen Oberfläche und untersuchen hierbei unter anderem die Abweichung der Schubspannungen für den statischen und den dynamischen Fall für langsame Fahrgeschwindigkeiten (75 mm/s). Bei langsamen Fahrgeschwindigkeiten zeigt sich in der

Reifenmitte, im Vergleich zum statischen Fall, eine deutliche Reduzierung (ca. 30 %) der Schubspannungen. An den Schultern ist eine Änderung des Schubspannungsverlaufs festzustellen, verursacht durch einen lateralen Reifenkontureinfluss, auf den später näher eingegangen wird. Im Allgemeinen zeigt sich in der Literatur ein zu den berechneten Schubspannungen qualitativ ähnlicher Verlauf. Betragsmäßig liegen die maximalen Schubspannungen (freirollendes Rad) der in der Literatur gezeigten Ergebnisse [Ger75, Pot92, Pot99, Köh03, Kuw13, Gro13] im Mittel bei circa 0,12 MPa (Wertebereich von 0,09 bis 0,19 MPa).

Trotz der guten quantitativen Übereinstimmung der Schubspannungen mit Literaturergebnissen ist durch die rein geometrische Betrachtung der Einfederung der Laufstreifenelemente und der Vernachlässigung der Deformation des Reifens vor bzw. nach dem Ein- und Auslauf (vgl. Schreiber et al. [Sch15]) eine zu hohe Abschätzung der Schubspannungen zu erwarten. Ob in dem vorgestellten Modell eine Reduktion der Schubspannungen notwendig ist, wird später in einem qualitativen Abgleich gemessener und berechneter Kennlinien geklärt.

4.5.2 Laterale Schubspannungen

Analog zu den longitudinalen Schubspannungen am stillstehenden Reifen können die lateralen Profilelementendeformationen auf Basis der Reifenkontur in Querrichtung und der Reifeneinfederung bestimmt werden. Aus den geometrischen Überlegungen in Abbildung 4-18 kann auf die Bürstendeformation auf der Ebene bzw. Innentrommel $\Delta y_{E/T}$ in lateraler Richtung geschlossen werden, siehe Formel (4-27).

$$\Delta y_{E/T}(x,y) = z_{E/T}(x,y) \cdot \tan\left\{\sin^{-1}\left(\frac{y}{r_l(y)}\right)\right\} \tag{4-27}$$

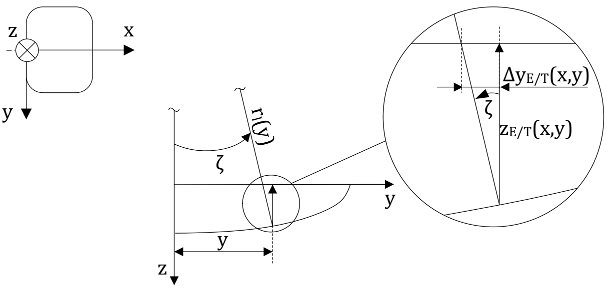


Abbildung 4-18: Deformation $\Delta y_{E/T}$ der Gummielemente am abgeplatteten Reifen in lateraler Richtung. ([Rie19], Beschriftung angepasst)

Mit der in Abschnitt 4.4 ermittelten Quersteifigkeit k_y und der Deformation aus Formel (4-27) können die lateralen Schubspannungen ermittelt werden, vgl. Gleichung (4-28).

$$\tau_{y_{E/T},st}(x,y) = \Delta y_{E/T}(x,y) \cdot k_y \quad (4\text{-}28)$$

Abbildung 4-19 zeigt die lateralen Schubspannungen am stehenden Reifen mit der Mischung M1, einer Radlast von 4500 N und einem Fülldruck von 2,5 bar auf einer Korund-Oberfläche (beeinflusst k_x und damit auch k_y, vgl Abschnitt 4.4). Es ist ein deutlicher Anstieg der Schubspannungen zur Reifenschulter hin zu erkennen. Dies wird durch die Beschreibung der Reifenkontur über einen zur Schulter hin abnehmenden Radius verursacht. Aufgrund der rechnerisch geringeren Einfederung des Reifens auf der Innentrommel bei nahezu unveränderlicher Breite der Aufstandsfläche treten auf der ebenen Oberfläche höhere Querschubspannungen auf.

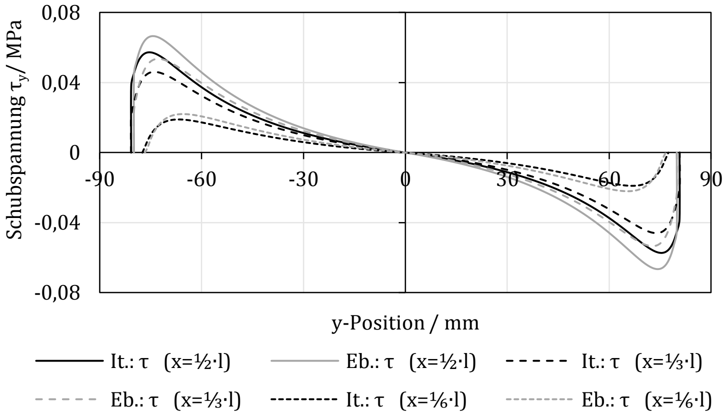


Abbildung 4-19: Laterale Schubspannungen am stehenden Rad auf der Ebene (Eb.) und Innentrommel (It.) auf einer Korund-Oberfläche für den Reifen mit Mischung M1 bei 4500 N Radlast und 2,5 bar Fülldruck. ([Rie19], Beschriftung angepasst)

Aufgrund des großen Einflusses der Reifenkonturgeometrie auf den qualitativen Verlauf der lateralen Schubspannungen fällt ein Abgleich mit der Literatur etwas schwerer. Bei dem Vergleich zeigt sich, dass die an den Reifenschultern stark abfallenden Schubspannungen einen hierfür typischen Verlauf darstellen und somit den rechnerisch erhaltenen qualitativen Verlauf bestätigen. Wie auch bei den longitudinalen Schubspannungen wird an dieser Stelle auf Messungen von Seitz und Hussmann [Sei71], Gerresheim [Ger75], Köhne et al. [Köh03], Kuwayama et al. [Kuw13] sowie Grollius [Gro13] verwiesen. Ergebnisse von Pottinger et al. [Pot92, Pot99] zeigen auch hier wieder eine deutliche Reduktion (ca. 60 %) der Schubspannungen für den Fall des rollenden Reifens.

4.6 Schlupfzustände

Voraussetzung, um Reibungskräfte in der Reifenaufstandsfläche übertragen zu können, ist eine Relativgeschwindigkeit der beiden Reibpartner. Am Reifen treten unterschiedliche Schlupfzustände auf, verursacht durch die aufgebrachten Umfangskräfte am Reifen

und durch die Reifenkontur in Querrichtung. Die Reifenkontur bewirkt einen über die Breite variierenden Unterschied zwischen dem örtlichen dynamischen Rollradius und dem mittleren dynamischen Radius und verursacht am freirollenden Rad unterschiedliche Schlupfbedingungen in Abhängigkeit der lateralen Reifenposition. Durch diese unterschiedlichen Schlupfzustände ergeben sich, abhängig vom Antriebs- bzw. Bremsschlupf, je nach Position im Reifenlatsch unterschiedliche Schubspannungsbedingungen. [Rie19]

Die Berechnung des Längs- und Konturschlupfes sowie die Bestimmung der Gleitgeschwindigkeit sind in [Rie19] dargestellt und in den folgenden Abschnitten wiedergegeben.

4.6.1 Längsschlupf

Der Längsschlupf s_x wird im Folgenden gemäß Gleichung (4-29) definiert. Liegt positiver Schlupf vor, so handelt es sich um Antriebsschlupf, bei negativem Schlupf um Bremsschlupf.

$$s_x = \frac{V_{Rad} - V_{Fzg}}{V_{Fzg}} \cdot 100\,\% \tag{4-29}$$

4.6.2 Konturschlupf

Die laterale Reifenkrümmung impliziert abhängig von der Querposition y unterschiedliche Reifenradien. Durch das Abplatten des Reifens in der Aufstandsfläche bewegen sich beim Abrollen alle Gummielemente auf einem einheitlichen mittleren Radius r_{mittel}. Dies bedingt einen variierenden Unterschied zwischen dem tatsächlichen Rollradius und dem durch die Reifengeometrie bedingten Konturradius r_{kon}. In der Mitte bzw. am Rand der Aufstandsfläche rollt der Reifen über einen größeren bzw. kleineren Radius im Vergleich zum mittleren Reifenradius ab, wodurch der Reifen in der Mitte angetrieben bzw. zur Reifenschulter hin gebremst wird.

Dieser Effekt wird im Folgenden durch den Konturschlupf berücksichtig. Abbildung 4-20 zeigt die geometrischen Überlegungen zur Bestimmung des Konturradius $r_{kon}(x,y)$

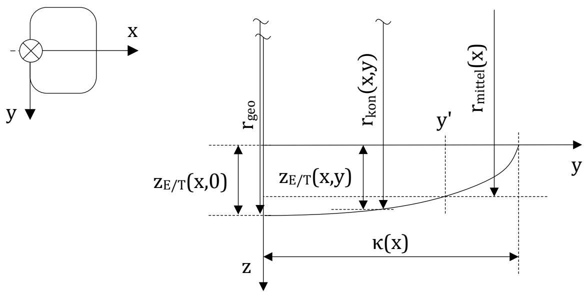


Abbildung 4-20: Konturradius $r_{kon}(x,y)$ und mittlerer Radius r_{mittel}(x). ([Rie19], Beschriftung angepasst)

Aus Abbildung 4-20 lässt sich für den Radius $r_{kon}(x,y)$auf Formel (4-30) schließen.

$$r_{kon}(x,y) = r_{geo} - z_{E/T}(x,0) + z_{E/T}(x,y) \tag{4-30}$$

Der sich ergebende Konturschlupf s_k lässt sich nach Gleichung (4-31) ermitteln, wobei $r_{kon}(x,y)$ dem Konturradius und $r_{mittel}(x)$ dem mittleren Radius an der Stelle x entspricht.

$$s_k(x,y) = \frac{r_{kon}(x,y) - r_{mittel}(x)}{r_{mittel}(x)} \tag{4-31}$$

Der mittlere Radius lässt sich nicht ohne Randbedingungen bestimmen. Es wird die Bedingung eingeführt, dass die Umfangskräfte am freirollenden Rad null betragen. Weiter ist der mittlere Radius abhängig von der x-Position. Die Reifeneinfederung in Abhängigkeit der Längskoordinate x führt zu einer Veränderung der Aufstandsflächenbreite abhängig von x. An jeder Position x gilt ein festes Verhältnis K_k der in Formel (4-32) ermittelten eingeschlossenen Flächen zwischen der lateralen Reifenkontur und der Reifendrehachse. Bedingung ist hierbei, dass am frei rollenden Rad keine

Umfangskraft entsteht. Dieses Verhältnis K_k wird aus einer numerischen Optimierung erhalten und beträgt circa 0,7.

$$\int_0^{y'} r_{kon}(x_i, y)\,dy = K_k \cdot \int_0^{\kappa(x_i)} r_{kon}(x_i, y)\,dy \tag{4-32}$$

Durch das feste Flächenverhältnis lässt sich an der Stelle x_i die Querposition y' bestimmen, an der der Konturradius r_{kon} dem mittleren Radius entspricht, vgl. Gleichung (4-33).

$$r_{mittel}(x_i) = r_{kon}(x_i, y') \tag{4-33}$$

Abbildung 4-21 zeigt den berechneten Konturschlupf am freirollenden Rad. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Rad an der Reifenschulter gebremst (neg. Schlupf) und in der Reifenmitte angetrieben (pos. Schlupf) wird.

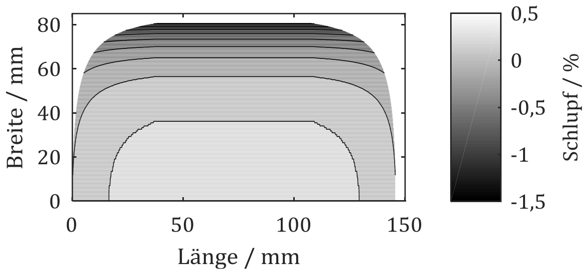


Abbildung 4-21: Konturschlupf am Reifen unter 4500 N Radlast und einem Fülldruck von 2,5 bar auf der Ebene. ([Rie19], Beschriftung angepasst)

4.6.3 Gleitgeschwindigkeiten

Für den Fall des klassischen Reifen-Bürstenmodells wird in zwei Fälle unterschieden – den Fall Haften und den Fall Gleiten. Es wird von Haften gesprochen, wenn die auftretenden Schubspannungen im Reifenlatsch die maximal übertragbaren Spannungen, begrenzt durch den sogenannten Haftbeiwert und die lokale Pressung, nicht überschreiten. Sind die Schubspannungen größer, tritt Gleiten ein. Wird von einem Reibgesetz ohne Haftbeiwert Gebrauch gemacht,

so wird stattdessen der maximale Gleitbeiwert bei sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten als Haftbeiwert verwendet. In dem Bereich dieser sehr geringen Gleitgeschwindigkeiten wird im Folgenden von „Quasi-Haften“ gesprochen. Um in dem Gleitbereich der Aufstandsfläche die übertragbaren Schubspannungen bestimmen zu können, muss die Gleitgeschwindigkeit ermittelt werden.

Abbildung 4-22 zeigt schematisch den Verlauf der Gleitgeschwindigkeit in der Reifenaufstandsfläche. Im Bereich des Haftens (I) (bzw. Quasi-Haftens) beträgt die Gleitgeschwindigkeit null (bzw. ist sehr gering). Im Übergangsbereich (II) wechselt das Bürstenelement vom Zustand Haften zum Zustand Gleiten. Die hohe Gleitgeschwindigkeit kommt durch die abnehmende Auslenkung und die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Reifen und Fahrbahn zustande. Die maximale Gleitgeschwindigkeit $v_{gl,max}$ wird limitiert durch die Dämpfung, die Trägheitskräfte und die daraus resultierende maximale Deformationsgeschwindigkeit des Gummielements. In der Realität können auch noch stützende Kräfte der benachbarten Gummielemente auftreten. Im Gleitbereich mit konstanter Pressung entspricht die Relativgeschwindigkeit zwischen Reifen und Fahrbahn genau der Differenz zwischen Rad- und Fahrzeuggeschwindigkeit (IIIa). Im Bereich abnehmender Pressung überlagert sich die Geschwindigkeitsdifferenz bei konstanter Pressung (IIIb) mit der Relativgeschwindigkeit bedingt durch die abnehmende Gummielementenauslenkung. Der Übergangsbereich (II) wird vernachlässigt, daher wird die Deformation aus dem Bereich Haften (I) vollständig in der Gleitzone abgebaut. Dies hat zur Folge, dass die genannte Auslenkung zu einem in der Gleitzone (IIIa + IIIb) zurückgelegten Gleitweg führt, da am Ende der Gleitzone (IIIb) keine Deformation mehr vorliegt.

Im vorliegenden Modell wird aus Gründen der Komplexität im Gleitbereich (IIIa + IIIb) eine mittlere Gleitgeschwindigkeit $v_{gl,mittel}$ ermittelt. Der zurückgelegte Gleitweg x_{gl} im Reifenlatsch setzt sich zusammen aus der Auslenkung der Bürstenelemente in

der Haftzone und der Relativbewegung in der Gleitzone. Dieser kann nach Formel (4-34) berechnet werden, wobei t der Kontaktzeit in der Reifenaufstandsfläche und l_h der Haft- bzw. Quasi-Haftlänge entspricht.

$$x_{gl} = \Delta V \cdot t = (V_{Rad} - V_{Fzg}) \cdot \left(\frac{l_h}{V_{Fzg}} + \frac{l - l_h}{V_{Rad}}\right) \qquad (4\text{-}34)$$

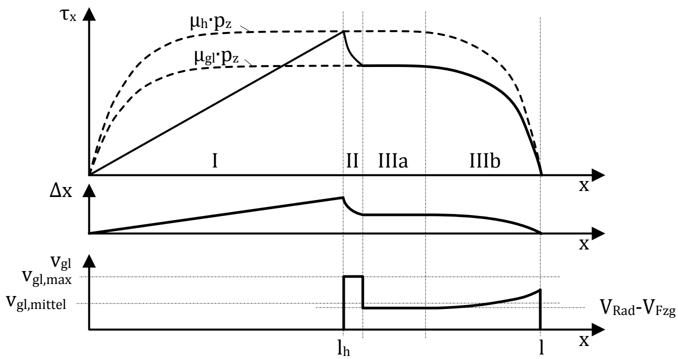


Abbildung 4-22: Schematisch dargestellter theoretischer Verlauf der longitudinalen Schubspannungen τ_x, der Bürstendeformation Δx und der Gleitgeschwindigkeit v_{gl} für den Betriebszustand Bremsen. Gezeigt sind die Haft- bzw. Quasi-Haftzone (I), der Übergangsbereich Haften zu Gleiten (II), die Gleitzone mit konstanter Pressung (IIIa) und die Gleitzone bei abnehmender Pressung (IIIb). ([Rie19], Beschriftung angepasst)

Da der gesamte Gleitweg x_{gl} in der Gleitzone zurückgelegt werden muss, gilt ebenfalls Gleichung (4-35) , wobei $v_{gl,mittel}$ der mittleren Gleitgeschwindigkeit in der Gleitzone und t_{gl} der Kontaktzeit in der Gleitzone entspricht.

$$x_{gl} = v_{gl,mittel} \cdot t_{gl} = v_{gl,mittel} \cdot \frac{l - l_h}{V_{Rad}} \qquad (4\text{-}35)$$

Durch Gleichsetzen von (4-34) mit (4-35) und mithilfe der Schlupfdefinition aus (4-29) kann die mittlere Gleitgeschwindigkeit in der Gleitzone in Abhängigkeit vom Schlupf s_x, der Fahrzeuggeschwindigkeit V_{Fzg}, der Latschlänge l und der Haftlänge l_h bestimmt werden, vgl. Gleichung (4-36).

$$v_{gl,mittel} = \frac{V_{Fzg}}{l - l_h} \cdot (s_x \cdot l + s_x^2 \cdot l_h) \tag{4-36}$$

4.7 Resultierende Schubspannungen

Die Bestimmung der resultierenden Schubspannungen ist in [Rie19] dargestellt und im folgenden Abschnitt wiedergegeben.

In den vorangegangenen Abschnitten wurden die Schubspannungen am stehenden Reifen, der durch die Reifenkontur verursachte Längsschlupf s_k und der durch den Betriebszustand (Antreiben/Bremsen) verursachte Längsschlupf s_x, der wiederum über die Auslenkung der Bürstenelemente zu Schubspannungen führt, ermittelt. Da sich am Reifen all diese Effekte überlagern, können die theoretisch resultierenden Schubspannungen für den Fall, dass vollständiges Haften vorliegt ($\mu = \infty$), nach Gleichung (4-37) bestimmt werden.

$$\tau_{x_{E/T},th}(x, y) = \tau_{x_{E/T},st}(x,y) + \int_0^x \{s_x + s_k(x,y)\} \cdot k_x \, dx \tag{4-37}$$

Bei Überschreiten der maximal übertragbaren Schubspannungen durch die theoretischen Schubspannungen $\tau_{x,th}$ fängt das Gummielement an zu gleiten, die Schubspannungen werden dann durch den entsprechenden Gleitbeiwert und die Pressung limitiert. Die tatsächlichen lokalen Schubspannungen für jeden einzelnen Betriebspunkt lassen sich nach Gleichung (4-38) bestimmen, wobei l_h aus Bedingung (4-39) aufgelöst nach x ermittelt wird. Die bedingt durch die Abplattung des Reifens verursachten lateralen Schubspannungen am Reifen verringern das Kraftübertragungspotential in Längsrichtung.

$$\tau_{x_{E/T},ges} = \begin{cases} \tau_{x_{E/T},th} & \text{für} \quad x \leq l_h \\ \sqrt{\left(p_z \cdot \mu_{gl}\right)^2 - \tau_{y,st}^2} & \text{für} \quad x > l_h \end{cases} \tag{4-38}$$

Wobei gilt:

$$\left|\tau_{x_{E/T},th}\right| \leq \sqrt{(p_z \cdot \mu_h)^2 - \tau_{y,st}^2} \tag{4-39}$$

Das Integral der Schubspannungen in der Reifenaufstandsfläche entspricht der Umfangskraft.

4.8 Ergebnisse

Reibbeiwert-Kennfelder sind notwendig, um die longitudinalen Reifenkennlinien zu berechnen. Auf die Erfassung solcher Kennfelder wird später eingegangen. Wie in [Rie19] dargestellt, wird zur Analyse des Modells in einem ersten Schritt eine mathematische Beschreibung des Reibbeiwertes μ in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit nach Savkoor [Sav66] über eine Optimierung an eine gemessene Kraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie des Reifens angepasst. Die Gleichung (4-40) von Savkoor beschreibt einen Anstieg des Reibbeiwerts bis hin zu einem maximalen Reibbeiwert μ_{max} (Quasi-Haftbeiwert), der bei einer bestimmten Gleitgeschwindigkeit $v_{gl,max}$ erreicht wird, gefolgt von einem Abfall (Abklingkonstante h) mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit v_{gl}. Der Reibbeiwert nähert sich mit steigender Gleitgeschwindigkeit asymptotisch μ_0 an. Der Einfluss der Pressung auf den Reibbeiwert wird hier wie auch später vernachlässigt, um den Aufwand der Modellparametrierung so gering wie möglich zu halten. Diese Vereinfachung wird in dieser Arbeit vorgenommen, da keine Fülldruckvariationen untersucht werden sollen. Die Berücksichtigung der Pressungsabhängigkeit des Reibbeiwertes in der Kontaktfläche hätte einen nur geringen Einfluss auf die berechneten Ergebnisse, da am freirollenden Rad nur in wenigen Bereichen der tatsächliche Druck von der mittleren Pressung merklich abweicht (vgl. Abschnitt 4.3).

$$\mu(v_{gl}) = \mu_0 + (\mu_{max} - \mu_0) \cdot exp\left\{-h^2 \cdot \log^2\left(\frac{v_{gl}}{v_{gl,max}}\right)\right\} \tag{4-40}$$

Die Koeffizienten $\mu_0, \mu_{max}, v_{gl,max}$ und h für das Reibgesetz werden über eine Optimierung ermittelt. Die zu minimierende Größe ist die quadratische Abweichung von den berechneten μ_{sim} zu der mit einem Reifen gemessenen Kennlinie μ_{mes}, vgl. Gleichung (4-41).

$$min\left\{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^{n}\left(\mu_{sim}(s_i, [\mu_{max}, \mu_0, h, v_{gl,max}]) - \mu_{mes}(s_i)\right)^2\right\} \tag{4-41}$$

Die berechneten Kennlinien in Abbildung 4-23 zeigen im Vergleich zu den Messdaten einen deutlich größeren Unterschied in der Charakteristik zwischen dem angetriebenen und dem gebremsten Rad. Dieser Effekt wird auf die vermutlich zu hohen berechneten longitudinalen Schubspannungen am abgeplatteten Reifen zurückgeführt.

Der Vergleich der unterschiedlichen Reduktionsfaktoren (Multiplikator k_τ in Gleichung (4-42)), um basierend auf den Schubspannungen am stehenden Reifen auf die Schubspannungen am freirollenden Reifen zu ermitteln, zeigt die beste Übereinstimmung zwischen den berechneten und gemessenen Daten für $k_\tau = 0{,}4$. Im Weiteren werden die Schubspannungen am stehenden Reifen $\tau_{x_{E/T},st}$ sowie $\tau_{y_{E/T},st}$ mit diesem Faktor verrechnet.

$$\tau_{x_{E/T},fr} = k_\tau \cdot \tau_{x_{E/T},st};\ \tau_{y_{E/T},fr} = k_\tau \cdot \tau_{y_{E/T},st} \tag{4-42}$$

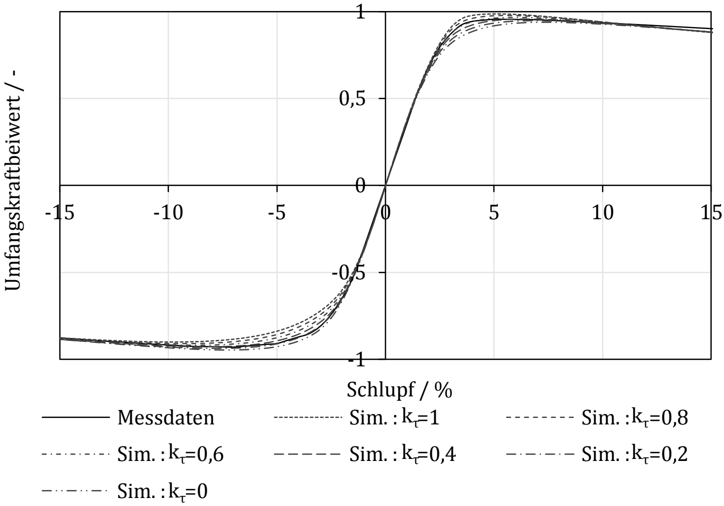


Abbildung 4-23: Gemessene Kennlinie (Asphalt AC11, 2,5 bar, 4500 N, 80 km/h, 1 mm Wasserhöhe) und berechnete Kennlinien mit unterschiedlichen Multiplikatoren für die Schubspannungen am abgeplatteten Reifen. Koeffizienten des Reibgesetzes: μ_0=0,48022, μ_{max}=1,3526; h=0,51654; $v_{gl,max}$=0,06716 m/s. ([Rie19], Beschriftung angepasst)

Bei der Ermittlung der Umfangskraft für die jeweiligen Schlupfzustände werden neben den lokalen Schubspannungen die zugehörigen Gleitzonen ermittelt. Diese Erkenntnisse können maßgeblich zum Verständnis der Kraftübertragungsmechanismen beitragen. Abbildung 4-24 zeigt exemplarisch die lokal auftretenden Schubspannungen und Gleitgeschwindigkeiten am freirollenden bzw. am gebremsten Rad für 0 %, 4 % sowie 15 % Schlupf. Die longitudinalen Schubspannungen bei 0 % Schlupf zeigen eindrucksvoll, die durch die Abplattung des Reifens sowie den Konturschlupf am freirollenden Rad verursachten Spannungszustände. Bereits ohne Schlupf tritt am Auslauf der Reifenaufstandsfläche Gleiten auf. Mit zunehmendem Schlupf steigen die Schubspannungen an und die Bereiche, in denen Gleiten vorliegt, nehmen zu, ebenso die auftretenden Gleitgeschwindigkeiten. Die Ergebnisse in Abbildung 4-24 dienen dem Verständnis zur Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn und zeigen gleichzeitig, dass die berechneten

Schubspannungen, Gleitgeschwindigkeiten und resultierenden Kraftbeiwerte plausibel sind.

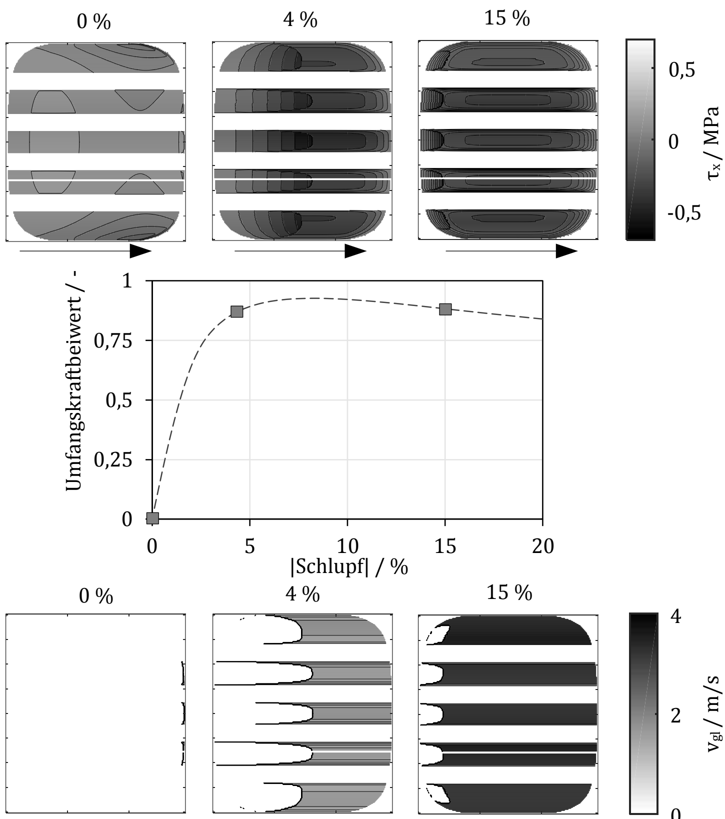


Abbildung 4-24: Schubspannungen und Gleitgeschwindigkeiten für 0 %, 4 % und 15 % Schlupf am freirollenden bzw. am gebremsten Rad (2,5 bar, 80 km/h, 4500 N, Wasserhöhe 1 mm, AC11), Pfeile geben die Bewegungsrichtung der Fahrbahn relativ zum Reifen an. ([Rie19], Beschriftung angepasst)

5 Neue Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern

Das in Kapitel 1 beschriebene Reifenmodell wird mit Reibbeiwert-Kennfeldern parametriert, für dessen Ermittlung ein neuer Ansatz erarbeitet wurde. Wie in Abschnitt 2.5.2 dargelegt, werden experimentell vermessene Reibbeiwert-Kennfelder für gewöhnlich mit Gleitkörpermessungen ermittelt. Aus den in Abschnitt 2.5.2 genannten Gründen ist die Verwendung eines abrollenden Prüfkörpers von Vorteil. Die im Folgenden beschriebene Methode basiert aus diesem Grund auf Messungen mit Groschrädern und ermöglicht damit, realistischere Kontaktbedingungen abzubilden, als es am Gleitkörper möglich ist.

Die in diesem Kapitel vorgestellten Inhalte sind in Riehm et al. [Rie18a] veröffentlicht, im Folgenden genannten Verweise beziehen sich auf die eigenen Anteile an der Publikation.

Die Entwicklung des Modelles entstand mit der Unterstützung von Heinemann [Hei16], der im Rahmen seiner Masterarbeit aus den ihm vorgegebenen Vorüberlegungen zum Modell in enger Zusammenarbeit die ersten Berechnungen aufgestellt hat. Diese beinhalten die Berechnung der Auslenkung der Bürstenelemente, die Bestimmung der Gleitgeschwindigkeit und der sich ergebenden Seitenkraft.

Spätere Untersuchungen zeigten, dass die in Heinemann [Hei16] eingesetzte Pressungsverteilung (Abgebildet durch ein Kreissegment) nicht für texturierte Oberflächen geeignet ist. Erst durch die Verwendung realer Pressungsverteilungen, die Kopplung der Bürstenelemente sowie der Erweiterung der Optimierungsmethode um

die Möglichkeit, mehrere Messgeschwindigkeiten zu berücksichtigen, können Reibkennfelder mit der Güte bestimmt werden, wie sie für die weiteren Untersuchungen erforderlich sind.

5.1 Methode

Abbildung 5-1 zeigt schematisch die in diesem Kapitel sowie in [Rie18a] dargelegte Vorgehensweise. Die entwickelte Methode basiert auf einem analytischen Modell zur Beschreibung der Vorgänge im Groschrad-Fahrbahn-Kontakt, das an das in Kapitel 1 gezeigte Bürstenmodell angelehnt ist. Das Modell ist für ein auf einer sich drehenden Fahrbahn abrollendes Groschrad erstellt und kann sowohl am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand als auch am kommerziell vertriebenen LAT100 Verwendung finden. Wie auch das Reifenmodell benötigt das Groschradmodell unterschiedliche Eingangsparameter. Die Eingangsgröße Bürstensteifigkeit sowie die Reibcharakteristik (mathematische Beschreibung der Reibbeiwerte nach Savkoor [Sav66], vgl. Formel (4-40)) werden anhand des Modells und einer am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand gemessenen Seitenkraftbeiwert-Schräglaufwinkel-Kennlinie iterativ durch eine numerische Optimierung bestimmt, sodass die quadrierte Abweichung zwischen prädizierten und gemessenen Kurven minimal wird. Als Ergebnis der Optimierung wird für den entsprechenden Kontaktdruck der Reibbeiwert für Gleitgeschwindigkeiten zwischen 0 m/s und dem circa 0,6-fachen der Fahrbahngeschwindigkeit erhalten (näheres hierzu in Abschnitt 5.2.2). Für die Validierung der Methode werden die durch die Optimierung erhaltenen Reibbeiwert-Kennfelder als Eingangsgröße für das Reifenmodell verwendet und die berechneten Reifencharakteristiken mit Prüfstandsmessungen verglichen. Hierfür werden am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand hinsichtlich der Makrotextur ähnliche Fahrbahnoberflächen wie am Reifenprüfstand verwendet.

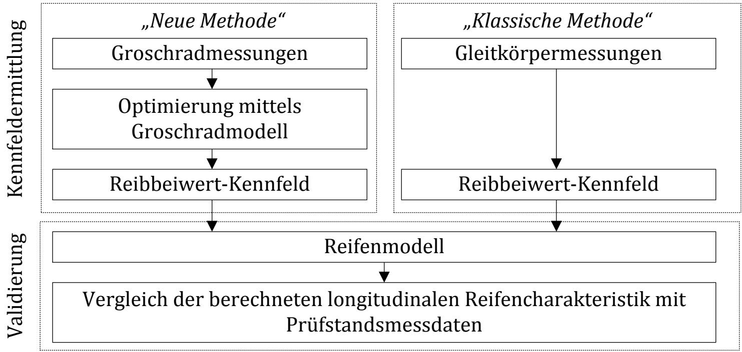


Abbildung 5-1: Übersicht zur Vorgehensweise der Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern. ([Rie18a], übersetzt)

5.2 Groschradmodell für den Griffigkeits- und Abriebsprüfstand

In der Literatur werden nur wenige Modelle zur Beschreibung des Groschrad-Fahrbahn-Kontaktes vorgestellt. Dorsch et al. [Dor02] haben ein FEM-Modell für das Groschrad am LAT100 erstellt. Bis 6° Schräglaufwinkel erreichen sie unter der Verwendung eines einfachen Reibgesetzes eine gute modellbasierte Beschreibung der gemessenen Kennlinien. Van der Steen et al. [Ste11a] zeigen jedoch, ebenfalls über ein FEM-Modell, dass bis circa 10° Schräglaufwinkel das adaptierte Reibgesetz nur einen geringen Einfluss auf die erhaltenen Groschrad-Kennlinien hat. Dieser Bereich wird nach van der Steen et al. durch die dynamische Steifigkeit des Gummis bestimmt. Hieraus ergibt sich, dass die Methode von Dorsch et al. für die vorliegende Arbeit nicht zielführend ist. Van der Steen et al. können mit ihrem erstellten FEM-Modell das Verhalten des Groschrades unter Schräglaufwinkel beschreiben, verfolgen jedoch nicht das Ziel, die Reibcharakteristik in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit zu ermitteln. Ein weiteres Modell für ein Groschrad stellen die Autoren Gutzeit und Kröger [Gut10] vor. Sie berechnen eine Umfangskraft-Schlupf-Kennlinie des Groschrades basierend

auf einem FEM-Modell und einem Coulomb'schen Reibgesetz. Aufgrund der relativ hohen Komplexität des Modelles bei einem gleichzeitig stark vereinfachten Reibgesetz wird dieses Vorgehen für die vorliegende Arbeit als nicht zielführend eingestuft. [Rie18a]

Das auf einer Kreisfahrbahn abrollende Groschrad befindet sich auf der Innenseite auf einem kleineren Radius als auf der Außenseite (siehe Abbildung 3-4). Dies verursacht unter anderem Längsschlupf. Die hieraus resultierenden lokalen Längsschubspannungen werden vernachlässigt, da die Umfangssteifigkeit des Groschrades nicht aus Messdaten ermittelt werden kann (freirollendes Rad). Weiter würden durch die Schräglaufwinkel sehr komplexe Zusammenhänge entstehen, deren Einfluss jedoch als gering eingestuft wird. Im vorliegenden Modell werden daher ausschließlich die Spannungszustände quer zur Groschrad-Hauptebene betrachtet. [Rie18a]

5.2.1 Auslenkung des Bürstenelementes

Liegt im Kontakt vollständiges Haften bzw. Quasi-Haften vor, so folgt das Gummielement des Groschrades der Kreisbahn der Fahrbahn mit dem Einlaufradius. Werden jedoch die maximal übertragbaren Schubspannungen überschritten, so durchläuft das Gummielement in Abhängigkeit des Reibbeiwertes und der Pressungsverteilung (siehe Abschnitt 5.2.4) unterschiedliche Radien, vgl. Abbildung 5-2. [Rie18a]

In einem ersten Schritt wird für jede Position ξ, η im Groschrad-Fahrbahn-Kontakt der Radius $r(\xi, \eta, \alpha)$ – in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels α – berechnet, auf dem sich das Gummielement befinden würde, sollte es keine Auslenkung erfahren. Hierzu wird im x-y-Koordinatensystem ein Vektor $\vec{V_E}$ zum Einlaufpunkt $\vec{E}$ aufgespannt (siehe Gleichung (5-1) sowie Abbildung 5-2), wobei l_{GAT}

der Länge der Aufstandsfläche und r_M dem Abrollradius des Radaufstandspunktes des Groschrades auf der Fahrbahn entspricht.

$$\vec{V}_E = \begin{bmatrix} -cos(\alpha) \cdot \left(\frac{l_{GAT}}{2} - tan(\alpha) \cdot \eta\right) \\ r_M - \left(\frac{\eta}{\cos(\alpha)} + sin(\alpha) \cdot \left(\frac{l_{GAT}}{2} - tan(\alpha) \cdot \eta\right)\right) \end{bmatrix} \tag{5-1}$$

Vom Einlaufpunkt aus wird entlang der ξ-Koordinate ein Vektor $\vec{V}_{EP_\xi}$ zum Punkt $\vec{P}_\xi$ erstellt. Durch die Vektoraddition von $\vec{V}_E$ und $\vec{V}_{EP_\xi}$ kann jeder Vektor $\vec{V}_{P_\xi}$ (vgl. Gleichung (5-2)) zu jedem beliebigen Punkt in der Aufstandsfläche aufgestellt werden.

$$\vec{V}_{P_\xi} = \vec{V}_E + \vec{V}_{EP_\xi} = \vec{V}_E + \begin{bmatrix} \cos(\alpha) \cdot \xi \\ \sin(\alpha) \cdot \xi \end{bmatrix} \tag{5-2}$$

Die Länge des Vektors $\vec{V}_{P_\xi}$ entspricht dem Fahrbahnradius $r(\xi, \eta, \alpha)$ an der Position ξ, η im Groschrad-Fahrbahn-Kontakt, siehe Gleichung (5-3).

$$r(\xi, \eta, \alpha) = \sqrt{\left(\vec{V}_{P_\xi,X}\right)^2 + \left(\vec{V}_{P_\xi,Y}\right)^2} \tag{5-3}$$

Die Auslenkung des Bürstenelementes im Haftbereich kann über den Abstand zwischen dem nicht ausgelenkten Gummielement am Punkt $\vec{P}_\xi$ und der Kreisbahn, auf der sich das Element bei reinem Haften befinden würde, berechnet werden. Da das Gummielement senkrecht zur Groschrad-Hauptebene ausgelenkt wird, wird ein Vektor mit dem Ursprung $\vec{P}_\xi$ orthogonal zu $\vec{V}_{EP_\xi}$ aufgespannt. Die Steigung des Vektors $\vec{V}_{EP_\xi}$ im x-y-Koordinatensystem beträgt $\tan(\alpha)$. Die Steigung der Orthogonalen g entspricht dem negativen Kehrwert von $\tan(\alpha)$. Die Orthogonale kann wie in Gleichung (5-4) ausgedrückt werden.

$$g = -\frac{1}{\tan(\alpha)} \cdot x + V_{P_\xi,Y} + \frac{1}{\tan(\alpha)} \cdot V_{P_\xi,X} \tag{5-4}$$

Um die Auslenkung des Bürstenelementes betragsmäßig berechnen zu können, wird der Schnittpunkt $\vec{P}_{SP}$ der Orthogonalen durch den Punkt $\vec{P}_{\xi}$ mit der Kreisbahn, deren Radius dem Einlaufradius entspricht, ermittelt. In die Kreisfunktion (siehe Gleichung (5-5)) wird die Orthogonale g eingesetzt und nach x aufgelöst.

$$x^2 + y^2 = x^2 + g^2 = \left|\vec{V}_E\right| \tag{5-5}$$

Durch Einsetzen der Lösung aus Gleichung (5-5) in die Gleichung der Geraden (Gleichung (5-4)) wird der Schnittpunkt $\vec{P}_{SP}$ bestimmt. Die Gleichung (5-5) besitzt zwei Lösungen für die x-Komponente, von denen lediglich die Lösung für den Schnittpunkt mit positiver y-Komponente relevant ist. Die tatsächliche Auslenkung $\Delta\eta(\xi,\eta)$ entspricht der Länge der Strecke $\overline{P_{\xi}\,P_{SP}}$. Dieses beschriebene Vorgehen ermöglicht es, die Auslenkung an jeder Position ξ,η zu ermitteln. [Hei16],[Rie18a]

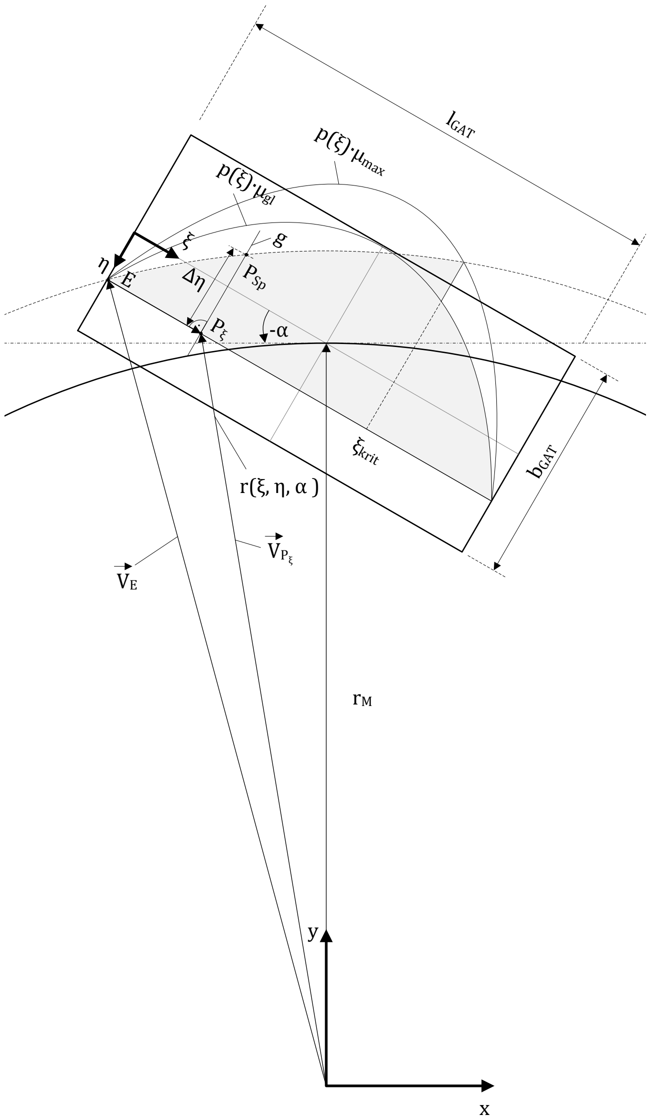


Abbildung 5-2: Gummielementenauslenkung am Groschrad unter negativem Schräglaufwinkel ([Rie18a], Beschriftung angepasst)

5.2.2 Bestimmung der Gleitgeschwindigkeit

Nach dem Überschreiten der maximal übertragbaren Schubspannungen im Groschrad-Fahrbahn-Kontakt ermittelt sich, wie in [Hei16] und [Rie18a] dargestellt, die Auslenkung der Bürstenelemente in Abhängigkeit des Gleitbeiwertes und der Pressung (diese bestimmen die Kraft, mit der das Bürstenelement ausgelenkt wird). Der Gleitbeiwert wiederum hängt von der Gleitgeschwindigkeit ab. Eine exakte Berechnung der Gleitgeschwindigkeit erfordert ebenfalls Kenntnisse über die Auslenkung, da diese bestimmt, auf welchem Radius sich das Gummielement befindet und welche Radien während des Gleitens durchlaufen werden. Daher muss für die Berechnung der Gleitgeschwindigkeit eine Annahme getroffen werden. Es wird angenommen, dass das Gummielement beim Gleiten keine Auslenkung erfährt. Diese Vereinfachung ist zulässig, da die zu erwartenden Auslenkungen gering sind. Mithilfe dieser Approximation lässt sich über die Fahrbahngeschwindigkeit v_M im Radaufstandspunkt die Quergeschwindigkeit v_{quer} in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels und der Längs- sowie Querkoordinate ermitteln, siehe Gleichung (5-6).

$$V_{quer} = sin(\alpha) \cdot \frac{v_M}{r_M} \cdot r(\xi, \eta, \alpha) \qquad (5\text{-}6)$$

Abhängig vom Schräglaufwinkel ergibt sich im Gleitbereich zum Auslauf hin ein Anstieg oder ein Abfall der Gleitgeschwindigkeit. Wie in Abbildung 5-2 gezeigt, wird durch den positiven Schräglaufwinkel zum Auslauf hin der Fahrbahnradius, auf dem sich das Gummielement befindet, kleiner, woraus sich eine geringere Quer- und somit Gleitgeschwindigkeit ergibt.

5.2.3 Resultierende Seitenkraft

Die resultierenden Schubspannungen und die daraus folgende Seitenkraft lassen sich, wie in [Hei16] und [Rie18a] dargestellt, durch

das Integral der Schubspannungen über die gesamte Aufstandsfläche berechnen, siehe Gleichung (5-7). Der Übergang ξ_{krit} entspricht dem Punkt, an dem die maximal übertragbaren Schubspannungen im Haft- bzw. Quasi-Haftbereich überschritten werden. Es gilt zu beachten, dass die Gleitgeschwindigkeit quer zur Groschrad-Hauptebene und somit auch der Gleitbeiwert abhängig von der ξ, η – Position ist. k_{QG} entspricht der Bürstensteifigkeit in Querrichtung, l_{GAT} der Länge und b_{GAT} der Breite der Aufstandsfläche.

$$F_{y,GR} = \int_{-\frac{b_{GAT}}{2}}^{\frac{b_{GAT}}{2}} \int_{0}^{\xi_{krit}} k_{QG} \cdot \Delta\eta(\xi, \eta)\, d\xi\, d\eta + \int_{-\frac{b_{GAT}}{2}}^{\frac{b_{GAT}}{2}} \int_{\xi_{krit}}^{l_{GAT}} \mu(v_{quer}) \cdot p(\xi)\, d\xi\, d\eta \tag{5-7}$$

5.2.4 Pressungsverteilung

Die Beschreibung bzw. Integration der Pressungsverteilung in das Modell und deren Einfluss auf die Ergebnisse ist in [Rie18a] dargestellt und wird im Folgenden Abschnitt wiedergegeben.

Es wird die Annahme getroffen, dass die Vertikalsteifigkeit des Gummis an jeder Position der Aufstandsfläche gleich ist. Die Einfederung $z_G(\xi)$ in Abhängigkeit der Längskoordinate ξ kann analog zu Formel (4-1) über die Betrachtung eines Kreissegmentes mit dem Groschradradius r_G und der gemessenen Länge der Aufstandsfläche l_{GAT} beschrieben werden, siehe Formel (5-8). Die Einfederung ist aufgrund der zylindrischen Oberfläche der Groschräder unabhängig von der Querkoordinate. Die Abhängigkeit der Pressung von der Fahrgeschwindigkeit bedingt durch die Gummidämpfung sowie die Abhängigkeit der Pressung vom Schräglaufwinkel werden an dieser Stelle vernachlässigt. Dorsch et al. [Dor02] sowie van der Steen et al. [Ste11a] berücksichtigen in ihren FEM-Modellen die genannten Effekte.

$$z_G(\xi) = \sqrt{r_G^2 - \left(\frac{l_{GAT}}{2} - \xi\right)^2} - \sqrt{r_G^2 - \left(\frac{l_{GAT}}{2}\right)^2} \tag{5-8}$$

Ausgehend von der vertikalen Deformation kann unter Berücksichtigung der Vertikalsteifigkeit auf die Pressungsverteilung geschlossen werden. Die Steifigkeit k_{VG} lässt sich über die Radlast F_z und das deformierte Gummivolumen V_{def} berechnen, vgl. Gleichung (5-9).

$$k_{VG} = \frac{F_z}{V_{def}} \tag{5-9}$$

Das deformierte Volumen V_{def} lässt sich über die Fläche des Kreissegmentes A_{KS} und der Breite b der Aufstandsfläche ermitteln.

$$V_{def} = A_{KS} \cdot b_{GAT} \tag{5-10}$$

Die Fläche des Kreissegmentes lässt sich nach Gleichung (5-11) bestimmen, wobei ϕ dem Mittelpunktswinkel entspricht.

$$A_{KS} = \frac{r_G^2}{2} \cdot (\phi - sin(\phi)); \phi = 2 \cdot arcsin\left(\frac{l_{GAT}}{2 \cdot r_G}\right) \tag{5-11}$$

Für die Pressung folgt Gleichung (5-12).

$$p_G(\xi) = z_G(\xi) \cdot k_{VG} \tag{5-12}$$

Dieser in [Hei16] und [Rie18a] dargestellte Ansatz mittels Kreissegment ist für sehr glatte Oberflächen ohne nennenswerte Makrorauigkeit gültig. Bei gröberen Texturen, bei denen nur wenige Spitzen in Kontakt mit dem Groschrad stehen, zeigt sich abhängig von der Position auf der Fahrbahn eine ungleichmäßige Pressungsverteilung. Abbildung 5-3 (a) zeigt exemplarisch den mittels drucksensitiver Folien ermittelten Kontaktdruck eines Groschrades mit der Laufstreifenmischung M1 (siehe Tabelle 6-1) auf einer realen Textur (Asphalt Rk056, siehe Abschnitt 6.3.1) bei 112 N Radlast.

Eine direkte Verwendung des realen Kontaktdruckes in der Modellrechnung ist nicht möglich, da sich die Gummielemente in dem Modell vollständig unabhängig voneinander deformieren können. In Realität sind die Elemente jedoch gekoppelt. Dies bedeutet, dass in dem Bereich zwischen zwei Asperitäten, in denen kein Kontakt vorliegt, die Bürstenelemente dennoch eine Auslenkung erfahren. Um diesem Effekt Rechnung zu tragen, wird die gemessene Pressung durch einen gleitenden Mittelwert gefiltert und anschließend klassiert, siehe Abbildung 5-3 (b).

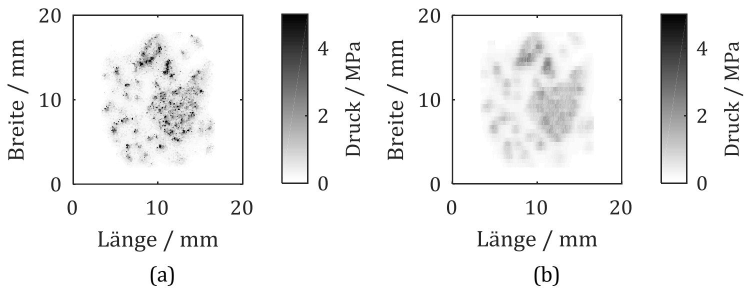


Abbildung 5-3: Kontaktdruck Groschrad mit Laufstreifenmischung M1 bei 112 N auf Asphalt Rk056. (a) realer Kontaktdruck; (b) gleitender Mittelwert und anschließende Klassierung der Daten zur Darstellung des Verhaltens gekoppelter Bürstenelemente. ([Rie18a], Beschriftung angepasst)

Für das Modell wird für jede Radlast die Pressung an acht unterschiedlichen Stellen, jeweils um 45° versetzt, ermittelt. Für die Modellierung der Kraftbeiwert-Schräglaufwinkel-Kennlinien gilt es nun zu analysieren, ob bei einem gegebenen Reibgesetz die Modellierung der Kennlinie für jede gemessene Pressung und der daraus gebildete Mittelwert von der Kennlinie für die mittlere Pressung abweichen. Abbildung 5-4 zeigt acht unterschiedliche berechnete Groschrad-Kennlinien für an acht unterschiedlichen Stellen gemessene Pressungsverteilungen. Die großen Unterschiede in den Charakteristiken heben deutlich die Abhängigkeit der Kennlinie von der vorliegenden Pressungsverteilung hervor. Die aus den acht Kennlinien gemittelte Kurve weicht deutlich von der für die mittlere Pressung berechneten Kennlinie ab. Diese Analyse zeigt, dass

durch die Verwendung der mittleren Pressung die Kennliniencharakteristik verfälscht wird. Die Kennlinie für die gemittelte Pressungsverteilung nimmt, nach Erreichen eines Kraftbeiwert-Maximums, mit weiter zunehmendem Schräglaufwinkel tendenziell ab. Die aus den einzelnen Kennlinien gemittelte Kennlinie weist hingegen eher einen mit dem Schräglaufwinkel zunehmenden Kraftbeiwert auf. Daraus kann gefolgert werden, dass bei großer Makrotextur mit zunehmendem Schräglaufwinkel ein geringerer Abfall der Kennlinie erhalten wird, als es das zugrunde liegende Reibgesetz vermuten lässt. Weiter weist die Kennlinie bei gemittelter Pressungsverteilung höhere maximale Kraftbeiwerte auf als die aus den einzelnen Kennlinien gemittelte Kennlinie. Eine auf Groschradmessungen basierende Analyse des Einflusses der Textur auf die Kennlinienform des Reifens lässt sich folglich nicht ohne die hier gezeigte Modellbildung vornehmen, da die gemessenen Kennlinien am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand das Resultat einer Kombination aus Pressungsverteilung und Reibgesetz sind.

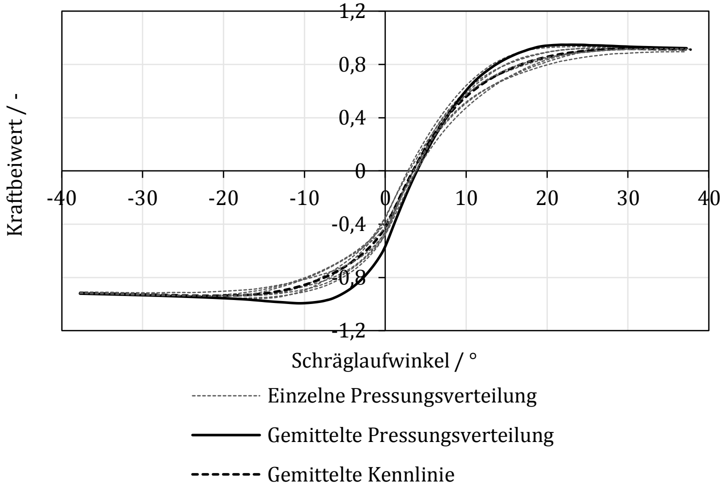


Abbildung 5-4: Simulierte Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinien für acht unterschiedliche, real gemessene Pressungsverteilungen, der Mittelwert aus den Kennlinien sowie für eine mittlere Pressungsverteilung. (Groschrad am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand, Mischung M1, Asphalt Rk056, 112 N Radlast). ([Rie18a], Beschriftung angepasst)

5.3 Optimierungsverfahren

Das im Folgenden Abschnitt beschriebene Optimierungsverfahren ist in [Rie18a] dargestellt.

Ziel des Optimierungsverfahrens ist es, die Reibcharakteristik $\mu(v_{gl})$ so zu bestimmen, dass die mit dem Groschradmodell prädizierten Kennlinien bestmöglich mit den gemessenen Kennlinien am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand übereinstimmen. Dieses Vorgehen wird auf Groschradmessungen bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten angewandt, die jeweils erhaltenen Reibbeiwert-Kennfelder werden anschließend zu einer resultierenden Reibcharakteristik zusammengefasst.

Die verwendeten Messdaten weisen hinsichtlich ihrer Maximalwerte für positive und negative Schräglaufwinkel Unterschiede auf. Bürckert [Bür19] führt dieses Phänomen auf den sogenannten Konus-Effekt zurück. Dieser basiert auf einem stärkeren Verschleiß des Groschrades auf der dem Rotationszentrum der Fahrbahn zugewandten Seite verursacht durch die Querdeformation bei Geradeausfahrt und der dadurch bedingten erhöhten Pressung an der Innenseite. Bürckerts Untersuchungen haben gezeigt, dass der Einfluss des Konus-Effektes auf den Mittelwert, gebildet aus dem Maximalwert des positiven und negativen Astes, gering ist. Da in dem hier vorgestellten Groschradmodell der Konus-Effekt nicht berücksichtigt wird, werden die für die Optimierung verwendeten Kennlinien (stets aus mehreren Messungen gemittelt) um diesen Effekt bereinigt. Die Modellrechnung zeigt, dass ohne Konuseffekt ein Unterschied zwischen positiven und negativen Schräglaufwinkeln von etwa 2 % bedingt durch die bessere Ausnutzung der maximal übertragbaren Schubspannungen für den negativen Ast bestehen bleiben muss. Die für die Optimierung verwendeten Kennlinien werden aus diesem Grund zentrisch gestreckt bzw. gestaucht, sodass der Konuseffekt eliminiert wird und die Unterschiede auf 2 % reduziert werden, wobei aber der Mittelwert unverändert bleibt.

Um ein robustes Optimierungsverfahren zu erhalten, wird in einem ersten Schritt die Bürstensteifigkeit bestimmt. Hierfür wird der Bereich kleiner Schräglaufwinkel (± 5° um den Nulldurchgang der Kraftbeiwert-Kennlinie) berücksichtigt, da hier das Reibgesetz lediglich einen geringen Einfluss auf die Kennlinie hat (vgl. van der Stehen et al. [Ste11a]). Neben der korrigierten Steifigkeit wird für die weitere Optimierung die horizontale Verschiebung der Messkurve ermittelt, sodass die für die Steifigkeit berechnete Nullseitenkraft mit der Messung übereinstimmt. Die erforderliche Verschiebung kann darauf zurückgeführt werden, dass durch die häufigen Montagevorgänge am Prüfstand die Ausrichtung des Groschrades während der Messungen nicht mehr exakt tangential zu dessen Kreisbahn ist. Anschließend werden die Parameter des

als analytische Funktion beschriebenen Reibgesetzes nach Savkoor [Sav66] bestimmt (siehe Formel (4-40)), wobei die Gleitgeschwindigkeit bei maximalem Reibbeiwert ($v_{gl,max}$) auf 0,01 m/s festgelegt wird, um eine robuste Optimierung zu erhalten. Untersuchungen zur Geschwindigkeitsabhängigkeit von Reibbeiwerten bei Nässe von Persson et al. [Per05] und Huemer et al. [Hue01] zeigen ebenfalls einen maximalen Reibwert bei Gleitgeschwindigkeiten von circa 0,01 m/s. Bei vorliegender Makrotextur wird das Reibgesetz so bestimmt, dass der Mittelwert aus den für jede einzelne Pressungsverteilung berechneten Kennlinien bestmöglich mit der gemessenen Kennlinie übereinstimmt.

Ziel der Optimierung ist es, das Reibgesetz so zu bestimmen, dass damit eine longitudinale Reifenkennlinie (bis mindestens 10 % Schlupf) bei 80 km/h berechnet werden kann. Gleichzeitig soll auch die Kontaktzeit und damit die Zeit, um das Wasser aus der Makro- und vor allem der Mikrotextur zu verdrängen, am Groschrad und am Reifen vergleichbar sein. Dies ergibt bei einem Reifen der Dimension 205/55R16 bei 4500 N Radlast, 2,5 bar Fülldruck und bei einer Radgeschwindigkeit von 80 km/h eine Fahrbahngeschwindigkeit von circa 5 km/h am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand (bei vergleichbarem Kontaktdruck).

Die Groschrad-Messung bei 5 km/h liefert die richtigen Bedingungen hinsichtlich der Kontaktzeit, die maximal auftretende Gleitgeschwindigkeit beträgt jedoch nur 0,84 m/s und ist somit für das Reifenmodell nicht ausreichend. Bei der genannten Gleitgeschwindigkeit kann eine Reifenkennlinie für eine Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h nur bis 3,78 % Schlupf simuliert werden. Aus diesem Grund muss, basierend auf Messungen bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten (bis mindestens 15 km/h), eine resultierende Reibcharakteristik ermittelt werden. Der Einfluss der Kontaktzeit wird über den maximalen Reibbeiwert μ_{max} des Reibgesetzes berücksichtigt. Dieser Faktor ändert im Wesentlichen das Niveau der

Reibcharakteristik, aber kaum den qualitativen Verlauf. Bei der Optimierung wird für jede Groschradgeschwindigkeit ein maximaler Reibbeiwert bestimmt, unter der Bedingung, dass dieser mit zunehmender Geschwindigkeit nicht zunimmt. Die über die Optimierung erhaltenen Parameter μ_0 und h (siehe Gleichung (4-40)) sind für alle Geschwindigkeiten gültig. Später kann durch die Wahl des μ_{max} (siehe Gleichung (4-40)) bei einer bestimmten Geschwindigkeit die Kontaktzeit, die das Gummielement mit der Fahrbahn hat, angepasst werden, d. h. für den Fall einer Reifensimulation bei 80 km/h wird der μ_{max}-Wert bei 5 km/h Groschradgeschwindigkeit verwendet (die 5 km/h Messung bestimmt hierbei μ_{max}, die maximale Gleitgeschwindigkeit, für die das Reibgesetz gültig ist, wird bestimmt durch die 15 km/h-Messung). Dieses Verfahren vernachlässigt, dass sich der qualitative Reibbeiwert-Verlauf über der Gleitgeschwindigkeit abhängig von der Kontaktzeit ändern kann, da dieser Effekt als gering eingeschätzt wird. Dieses Vorgehen bietet den Vorteil, dass dem qualitativen Verlauf des Reibgesetzes mehrere Messdaten zugrunde liegen. Bei der gesamten Optimierung ist die mittlere quadratische Abweichung zwischen prädizierter und gemessener Kennlinie die zu minimierende Größe. Um die Güte der Optimierungsergebnisse zu beziffern, wird der Quotient aus der Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme und der Wurzel der mittleren Quadratsumme der Messwerte ermittelt und in Prozent angegeben, vgl. Formel (5-13), wobei $\hat{y}$ dem Mess- und y dem Vorhersagewert entspricht. Diese Kenngröße wird mit RMSE% benannt.

$$RMSE\% = \frac{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}(\hat{y}_i - y_i)^2}{n}}}{\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\hat{y}_i^2}{n}}} \cdot 100\% \qquad (5\text{-}13)$$

Die Abbildung 5-5 zeigt ein Beispiel einer Optimierung für bei drei Geschwindigkeiten gemessene Kennlinien auf einer Asphalt-Oberfläche (Asphalt Rk056). In Abbildung 5-5 oben sind die ermittelten

Reibcharakteristiken für die unterschiedlichen Geschwindigkeiten gezeigt.

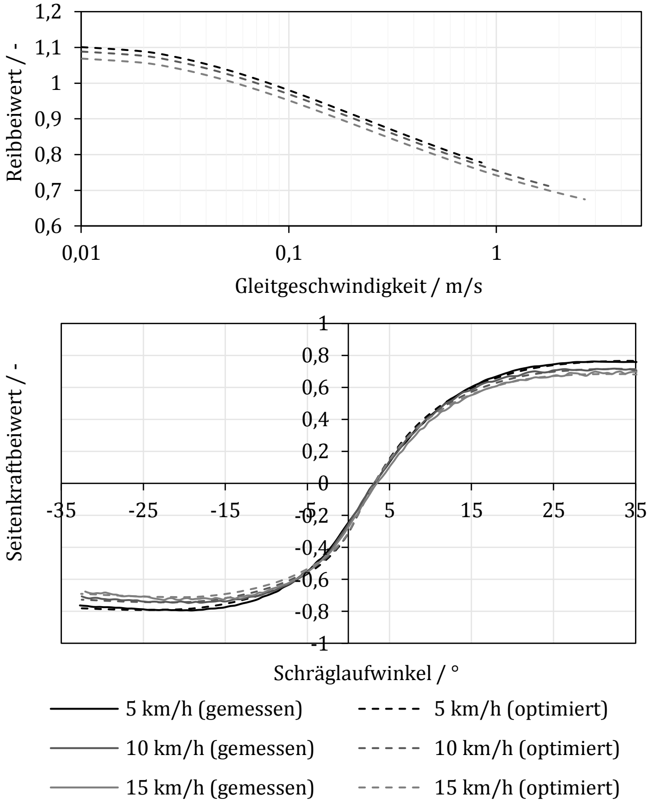


Abbildung 5-5: Die über die Optimierung erhaltene Reibcharakteristik sowie die gemessenen und über das Groschradmodell ermittelten Kennlinien (unten) (Mischung M1; Asphalt Rk056; 5, 10, 15 km/h; 112 N; nass, 15 °C; reale Pressungsverteilungen; RMSE% = 2,89 %). ([Rie18a], Beschriftung angepasst)

In Anhang C.3 sind die über die Optimierung erhaltenen Parameter der Reibbeiwertfunktion nach Savkoor sowie die Abweichungen zwischen gemessener und mit dem ermittelten Reibgesetz vorhergesagten Groschrad-Kennlinien für unterschiedliche Fahrbahnoberflächen tabellarisch aufgeführt. Trotz der teilweise hohen

RMSE%-Werte von bis zu 7 % besitzen die später über das Reifenmodell erhaltenen Maximalwerte eine hohe Aussagekraft, da darauf geachtet wurde, dass die über die vorgestellte Methode erhaltenen Ergebnisse nicht die relative Rangordnung der am GAT gemessenen Seitenkraftbeiwert-Schräglaufwinkel-Kennlinien ändert.

5.4 Validierung

Für die Validierung der neuen Methode werden, wie in [Rie18a] dargestellt, die erhaltenen Reibbeiwert-Kennfelder als Eingangsgröße für das in Kapitel 1 gezeigte Reifenmodell (vgl. [Rie19]) verwendet. Es erfolgt ein Vergleich mit Modellergebnissen basierend auf klassischen Gleitkörpermessungen mit der Dimension 13 mm x 13 mm. Ein Abgleich der auf diese Weise erhaltenen Umfangskraft-Schlupf-Kennlinien mit Messungen am Reifenprüfstand (Vorgriff auf Kapitel 6) ermöglichen eine qualitative Einordnung der Ergebnisse.

Am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand wurden die Groschradmessungen mit der Laufstreifenmischung M1 bei vier unterschiedlichen Radlasten (32 N, 53 N, 87 N, 112 N) und drei (Asphalt) bzw. vier (Korund 80-Oberfläche) Fahrbahngeschwindigkeiten (5 km/h, 10 km/h, 15 km/h, 30 km/h) durchgeführt. Die Gleitkörpermessungen wurden ebenfalls bei vier unterschiedlichen Lasten (25 N, 32 N, 53 N, 112 N) sowie bei vier (Asphalt) bzw. fünf (Korund 80-Oberfläche) Fahrbahngeschwindigkeiten (1 km/h, 5 km/h, 10 km/h, 15 km/h, 20 km/h) durchgeführt. Alle für die Validierung herangezogenen Messungen wurden bei nasser Fahrbahn (4,2 l/min am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand und 1 mm Wasserhöhe am Innentrommelprüfstand) und einer Wasser- sowie Umgebungstemperatur von 15 °C durchgeführt. Es wurden drei unterschiedliche Fahrbahnoberflächen an beiden Prüfständen ein-

gesetzt. Zum einen wurde an beiden Prüfeinrichtungen eine Korund 80-Oberfläche verwendet, wodurch eine hohe Vergleichbarkeit hinsichtlich Textur und Materialeigenschaft gegeben ist. Für den Vergleich auf realen Asphaltoberflächen wurden die Bohrkerne am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand so ausgewählt, dass sie vor allem hinsichtlich ihrer Makrotextur gut mit den verwendeten Oberflächen am Reifenprüfstand übereinstimmen, die vorliegende Mikrotextur kann aufgrund der unterschiedlich stark ausgeprägten Poliereffekte an den beiden Prüfständen nur bedingt beeinflusst werden. Die in Abbildung C-1 in Anhang C.1.3 dargestellten Abbottkennlinien der eingesetzten Oberflächen zeigen die gute Vergleichbarkeit der Fahrbahnoberflächen hinsichtlich ihrer Makrotextur.

Die Validierung erfolgt basierend auf den über das Reifenmodell erhaltenen Charakteristiken, deren qualitativer Verlauf im Abgleich mit gemessenen Reifencharakteristiken eine Bewertung der Güte der Kennfelder erlaubt. Die über die Optimierung erhaltenen Parameter sowie die Güte der Vorhersage kann Tabelle C-4 (Korund 80), Tabelle C-5 (Asphalt Rk056) sowie Tabelle C-6 (Asphalt Rk173) in Anhang C.3.1 entnommen werden.

Abbildung 5-6 zeigt die genannten Vergleiche für drei unterschiedliche Oberflächen. Die Korund 80-Oberfläche (Abbildung 5-6 oben) eignet sich sehr gut für die Validierung, da an beiden Prüfeinrichtungen die gleiche künstliche Oberfläche aufgeklebt wird. Der qualitative Verlauf sowie das Niveau der gemessenen und der über die neue Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern in Kombination mit dem Reifenmodell erhaltenen Kennlinien zeigen in dem hier untersuchten Schlupfbereich eine gute Übereinstimmung. Die Ergebnisse basierend auf Gleitkörpermessungen weisen nach dem Maximum einen starken Abfall des Reibbeiwertes auf. Mögliche Ursache hierfür ist die mit zunehmender Gleitgeschwindigkeit ansteigende Temperatur (Kühlung durch das Wasser nicht ausreichend). Bei dem Vergleich der Ergebnisse auf einer Fahrbahn

mit mittlerer Makrotextur (Abbildung 5-6 Mitte; Innentrommelprüfstand: Asphalt AC05 – siehe Abbildung 6-1; Griffigkeits- und Abriebsprüfstand: Asphalt Rk056 – siehe Abbildung 6-10) zeigt sich für beide Methoden (Groschrad und Gleitkörper) ein qualitativ ähnlicher Verlauf, der gut mit der Kennlinienform aus Reifenmessungen übereinstimmt. Das Niveau der mit den Groschradmessungen erhaltenen Reifenkennlinien ist höher als das auf Gleitkörpermessungen basierende. Damit sind die Groschradmessungen auch vergleichbarer mit den Reifenmessungen. Die Ergebnisse auf Oberflächen mit sehr hoher Makrotextur (Abbildung 5-6 unten; Innentrommelprüfstand: Asphalt AC11; Griffigkeits- und Abriebsprüfstand: Asphalt Rk173) zeigen für die Gleitkörper- und die Groschrad-Kennfelder einen deutlichen Unterschied in den Kennlinien. Die Reibcharakteristik der Gleitkörpermessungen zeigt für alle untersuchten Anpressdrücke nahezu keine Geschwindigkeitsabhängigkeit, wodurch der mit zunehmendem Schlupf (bis ± 10 %) ansteigende Kraftbeiwert zustande kommt. Zurückgeführt wird dies auf den in diesem Fall dominierenden Kanten- bzw. Verzahnungseffekt des Gleitkörpers auf der sehr rauen Textur. Dies begründet die auffallend hohen Reibbeiwerte. Aus diesen Untersuchungen kann gefolgert werden, dass bei hoher Makrotextur Gleitkörpermessungen mit der hier verwendeten Größe von 13 mm x 13 mm nicht zielführend sind. Im Gegensatz dazu weist die berechnete Reifenkennlinie für die Groschradmessungen ein deutlich geringeres Niveau auf. Die erhaltene Kennlinienform stimmt qualitativ sehr gut mit den Reifenmessungen überein. Das deutlich geringere Niveau der auf Groschradmessungen basierenden Kennlinien wird auf die unterschiedliche Mikrotextur bzw. den unterschiedlichen Polierzustand der Oberflächen zurückgeführt.

Die hier vorgestellten Ergebnisse zur Validierung der neuen Methode zeigen in Kombination mit dem Reifenmodell auf den untersuchten Oberflächen eine gute Übereinstimmung mit Reifenmessungen. Es wurde gezeigt, dass die Ergebnisse der neuen Methode denen der Gleitkörpermessungen vorzuziehen sind.

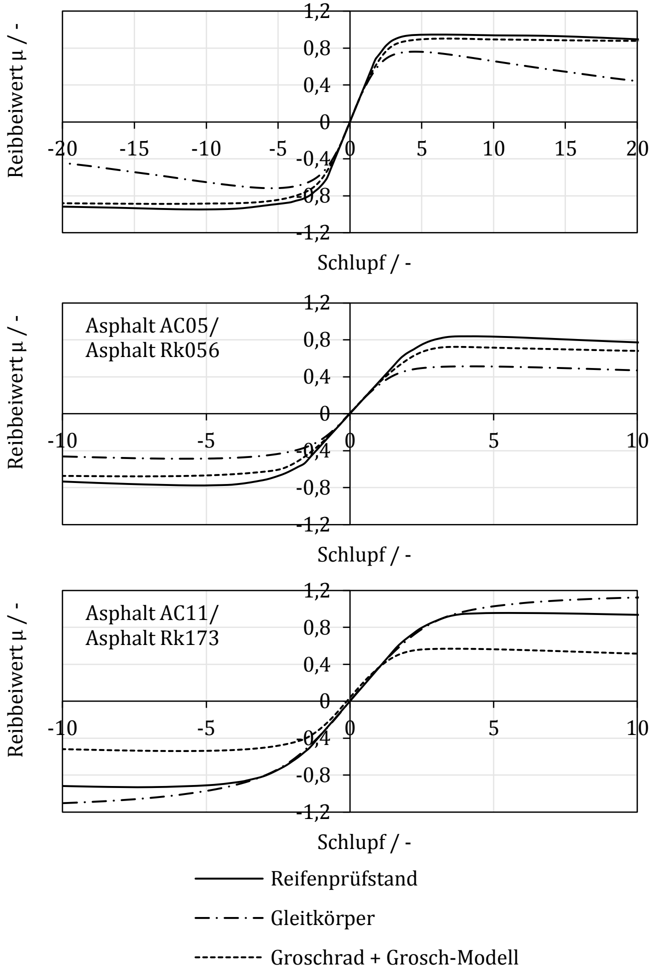


Abbildung 5-6: Vergleich von Reifenmessungen am Innentrommelprüfstand (IPS) mit Reibbeiwert-Kennfeldern aus Gleitkörper- bzw. Groschradmessungen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand (GAT) in Kombination mit dem Reifen-Bürstenmodell auf, hinsichtlich Makrotextur, vergleichbaren Oberflächen. Oben: Korund 80 (IPS und GAT); Mitte Asphalt AC05 (IPS) und Asphalt Rk056 (GAT); Unten: Asphalt AC11 (IPS) und Asphalt Rk173 (GAT). ([Rie18a], Beschriftung angepasst)

6 Ergebnisse zur Kraftübertragung

Die Untersuchungen zum Einfluss der Fahrbahntextur auf das Kraftübertragungsverhalten erfolgen mit Reifen am Innentrommelprüfstand und mit Groschrädern am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand. Mit der in Kapitel 1 vorgestellten Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern in Kombination mit dem in Kapitel 1 vorgestellten Reifenmodell können basierend auf Groschradmessungen Umfangskraft-Schlupf-Kennlinien ermittelt werden. Eine zu Abschnitt 5.4 ergänzte Validierung dieses Verfahrens erfolgt durch einen Vergleich der Griffigkeits- und Abriebsprüfstand-Ergebnisse mit denen des Innentrommelprüfstands. Neben dem prinzipiellen Einfluss der Textur wird deren Wechselwirkung mit unterschiedlichen Laufstreifenmischungen analysiert und interpretiert. Hierzu stehen sechs unterschiedliche Laufstreifenmischungen zur Verfügung. Am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand wird zudem der Einfluss des Fahrbahnmateriales (chemische Zusammensetzung) untersucht, um eine Aussage über die Einsatzfähigkeit des in [Bür11, Bür12] vorgestellten Abdruckverfahrens (Kunstharz-Korund-Oberflächen) für die hier angestrebten Untersuchungen treffen zu können.

6.1 Untersuchte Laufstreifenmischungen

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, die Wechselwirkungen zwischen der Laufstreifenmischung und der Fahrbahntextur zu analysieren und die auftretenden Phänomene zu erklären. Hierzu wurde ein von der Firma Continental zur Verfügung gestelltes Mischungsprogramm verwendet. Die am Innentrommelprüfstand getesteten Reifen sind alle baugleich (Unterbau, Profilgeometrie) und unterscheiden sich lediglich durch ihre Laufstreifenmischung. Für die

Untersuchungen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand wurden aus ebendiesen Mischungen Groschräder hergestellt. Bei den Mischungen wurden folgende Größen systematisch variiert:

A) Füllgrad F in phr (per hundred parts rubber), Δ 35 phr
B) Shore-A Härte H, Δ 10 Shore-A
C) Glasübergangstemperatur T_G, Δ 20°C

Tabelle 6-1 zeigt eine Übersicht über die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Laufstreifenmischungen. T_{G0} liegt bei circa -20 °C, H_0 bei circa 60 Shore-A und F_0 bei circa 80 phr. Der Füllgrad wird durch die zugegebene Menge an Silica variiert, wobei die Härte durch kompensierende Maßnahmen (Zugabe von Öl) nahezu konstant gehalten wird. Die Analyse des Füllgradeinflusses kann durch die Paare M1/M2 (hart, hohe Glasübergangstemperatur), M3/M6 (weich, hohe Glasübergangstemperatur) sowie M4/M5 (hart, niedrige Glasübergangstemperatur) erfolgen. Die Härte der Laufstreifenmischung wird durch die zugegebene Ölmenge variiert. Die Paare M1/M3 (hoch gefüllt, hohe Glasübergangstemperatur) und M2/M6 (niedrig gefüllt, hohe Glasübergangstemperatur) ermöglichen die systematische Untersuchung der Härte der Laufstreifenmischung. Die Änderung der Glasübergangstemperatur erfolgt durch die Wahl des Polymers. Um diesen Einfluss zu untersuchen, wurden bei den Paaren M1/M4 (hart, hoch gefüllt) sowie M2/M5 (hart, niedrig gefüllt) die Härte und der Füllgrad entsprechend angepasst. [Ign15]

Tabelle 6-1: Übersicht der untersuchten Laufstreifenmischungen [Rie15]

Mischung	Füllgrad (phr)	Härte (Shore-A)	Glasübergang (°C)
M1	F_0+35	H_0+10	T_{G0}
M2	F_0	H_0+10	T_{G0}
M3	F_0+35	H_0	T_{G0}
M4	F_0+35	H_0+10	T_{G0} -20
M5	F_0	H_0+10	T_{G0} -20
M6	F_0	H_0	T_{G0}

6.2 Untersuchungen am Reifen

Die in diesem Abschnitt vorgestellten Untersuchungen zeigen das reale Reifenverhalten. Die Messungen unter Laborbedingungen ermöglichen eine detaillierte Analyse der Wechselwirkungen zwischen Laufstreifenmischung und Fahrbahntextur bei gleichen Umgebungsbedingungen. Zur Validierung der Reifenprüfstandsergebnisse werden die Messdaten ABS-Bremswegen aus dem Fahrzeugversuch gegenübergestellt. Die Ergebnisse aus Laborversuch und Fahrzeugversuch zeigen, abhängig von den im Labor eingesetzten Oberflächen, eine gute Übereinstimmung.

Die im Folgenden gezeigten Ergebnisse wurden teilweise in Riehm et al. [Rie15] vorgestellt, genannte Verweise beziehen sich auf die eigenen Anteile an der Publikation.

6.2.1 Charakterisierung der Oberflächentexturen

Abbildung 6-1 zeigt eine Übersicht über die im Rahmen der Reifenmessungen eingesetzten Oberflächen und deren Einordnung hinsichtlich Mikro- und Makrotextur. Die Mikrotextur wird charakterisiert durch den SRT-Pendelwert und die Makrotextur durch die

mittlere Profiltiefe, bestimmt durch die Sandfleckmethode. Im Rahmen dieser Arbeit kamen am Reifenprüfstand zwei unterschiedliche Korund-Oberflächen zum Einsatz: Korund mit den Körnungen 80[1] (Korund 80) und 120[2] (Korund 120). Korund 80 wurde bei nassen und Korund 120 bei trockenen Fahrbahnbedingungen benutzt. Neben den Korund-Oberflächen wurden zwei reale Asphalt-Oberflächen (Asphalt AC05, Asphalt AC11) eingesetzt. Die am Reifenprüfstand verwendeten Oberflächen unterscheiden sich deutlich hinsichtlich Mikro- und Makrotextur und decken auf diese Weise ein breites Band an Fahrbahntexturen ab. Die an den ABS-Bremsstrecken verwendeten Asphalt- und Betonfahrbahnen siedeln sich hinsichtlich Mikro- und Makrotextur zwischen den Oberflächen am Reifenprüfstand an. Die Ergebnisse der Fahrzeugmessungen auf den unterschiedlichen Bremsstrecken werden zusammengefasst, um eine statistisch sichere Bewertung der Laufstreifenmischungen zu erhalten. Hierfür werden die in einem ersten Schritt auf die Laufstreifenmischung M1 bezogenen relativen Ergebnisse M1 (angegeben in Prozent) bestimmt und anschließend über alle Fahrbahnen hinweg gemittelt.

1 Safety-Walk, ein Produkt der Firma 3M
2 348D, ein Produkt der Firma 3M

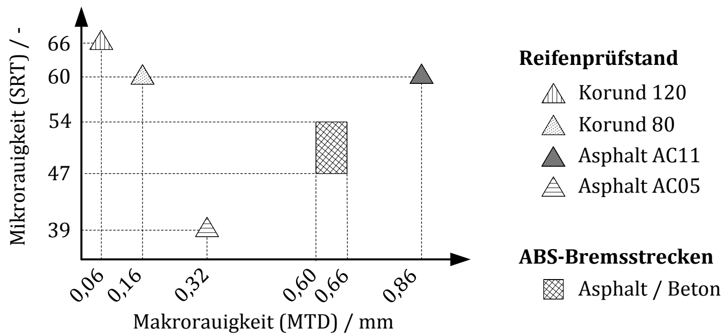
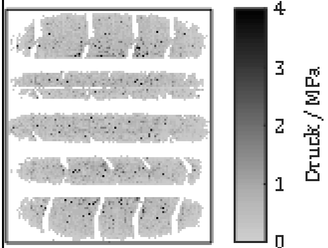
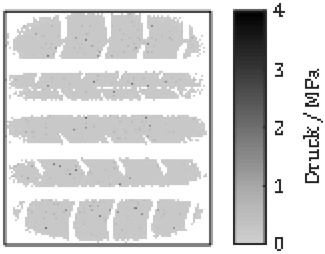
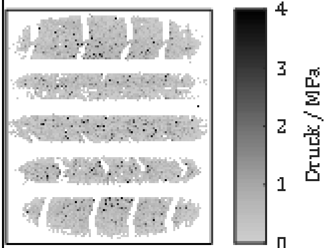
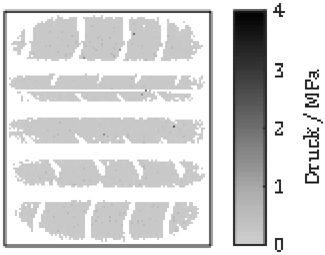
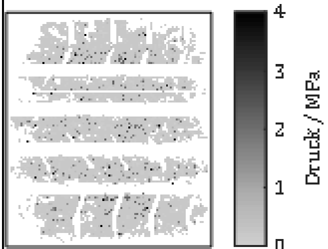
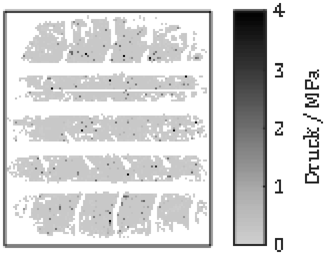
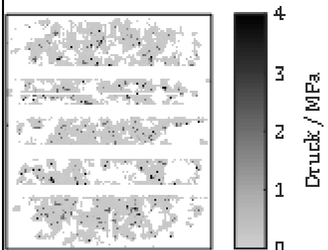
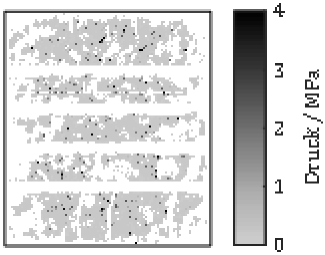


Abbildung 6-1: Übersicht über die am Reifenprüfstand eingesetzten Fahrbahnoberflächen und Einordnung der ABS-Bremsstrecken hinsichtlich Mikrorauigkeit (bestimmt mittels SRT-Pendel) und Makrorauigkeit (charakterisiert über die Sandfleckmethode).

Weitere Informationen zur Oberflächenbeschaffenheit liefert die tatsächliche Pressungsverteilung, da diese ein Ergebnis der Fahrbahntextur in Kombination mit der Laufstreifenmischung ist. Zur Ermittlung des realen Reifen-Fahrbahn-Kontaktes wurden drucksensitive Folien eingesetzt (vgl. Abschnitt 2.4). In Tabelle 6-2 sind Pressungsverteilungen auf den am Reifenprüfstand untersuchten Oberflächen gezeigt (Messungen erfolgten im Rahmen der Bachelorarbeit von Barrois [Bar15]). Die Messungen wurden mit einer härteren (M1) und einer weicheren (M3) Laufstreifenmischung bei 4500 N Radlast und Umgebungstemperatur durchgeführt.

Tabelle 6-2: Statische Pressungsverteilung bei 4500 N Radlast (Pressungsverteilungen auf Korund 80, Asphalt A05 und Asphalt AC11 aus Riehm et al. [Rie15])

	„Harte“ Mischung (M1)	**„Weiche“ Mischung (M3)**
Korund 120		
Korund 80		
Asphalt AC05		
Asphalt AC11		

Mit steigender Makrorauigkeit nimmt die tatsächliche Kontaktfläche ab und die Pressung an den Texturspitzen zu. Bei abnehmender Mischungshärte zeigt sich eine Reduktion der Druckspitzen sowie eine Vergrößerung der Kontaktfläche, vgl. [Rie15]. Die Oberflächen Korund 80 und Korund 120 unterscheiden sich zwar hinsichtlich ihrer mittleren Texturtiefe, jedoch zeigen die Pressungsverteilungen in Tabelle 6-2, dass in beiden Fällen nahezu vollständiger Kontakt vorliegt.

Abbildung 6-2 zeigt die Abbott-Kurven und die tatsächliche Kontaktfläche zwischen einem Reifen und den am Reifenprüfstand eingesetzten Fahrbahnen (die Kontaktfläche kann hier mit dem Materialanteil gleichgesetzt werden). Die Abbott-Kurve der Korund 120-Oberfläche ist nicht dargestellt, da diese nahezu keine Makrotextur aufweist.

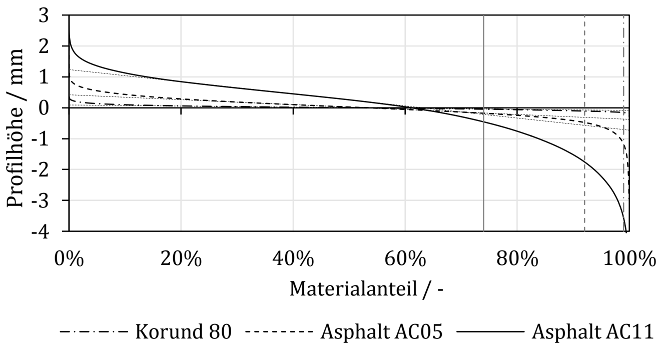


Abbildung 6-2: Abbott-Kennlinien der am Reifenprüfstand eingesetzten Oberflächen. Senkrechte Striche sind die tatsächliche Kontaktfläche (bezogen auf vollständigen Kontakt) des Reifens mit Mischung M1 (Materialanteil und Kontaktfläche kann hier gleichgesetzt werden). Korund 80: $R_{pk} = 0{,}04$; $R_k = 0{,}08$; $R_{vk} = 0{,}04$; Asphalt AC11: $R_{pk} = 0{,}48$; $R_k = 2{,}24$; $R_{vk} = 1{,}76$; Asphalt AC05: $R_{pk} = 0{,}29$; $R_k = 0{,}93$; $R_{vk} = 0{,}64$.

Die Kurven zeigen deutlich, dass die Deformationsamplitude des Laufstreifengummis, verursacht durch die Textur, mit zunehmender Makrotextur ebenfalls zunimmt. Die maximale Deformation des Gummis entspricht der Differenz zwischen der Profilhöhe bei

0 % Materialanteil und der Profilhöhe bei einem Materialanteil, der der tatsächlichen Kontaktfläche entspricht (senkrechte Linie). Je größer der Materialanteil der nicht ausgefüllten Texturtäler (rechts von den jeweiligen senkrechten Linien), desto besser ist das Drainagevermögen. Die Asphalt AC11-Fahrbahn weist das größte, die Korund 80-Oberfläche nahezu kein Drainagevermögen auf. Simulationsergebnisse von Bachmann [Bac99] zeigen eine deutliche Abnahme der Kontakttiefe mit steigender Fahrgeschwindigkeit. Es ist daher davon auszugehen, dass die in Abbildung 6-2 gezeigten Kontaktflächen am rollenden Rad geringer ausfallen.

6.2.2 Ergebnisse

Im Folgenden wird die Versuchsdurchführung am Innentrommelprüfstand sowie die Messdatenauswertung erläutert.

Nach der Montage des Reifens auf den Prüfstand folgt eine elfminütige Warmlaufphase. Während dieser Zeit werden für eine Minute Schräglaufwinkel (± 3 °) rampenförmig durchfahren. Bei trockenen Bedingungen wird in dieser Zeit eine definierte Menge (20 g) Normensand DIN 1164 Ausgabe 1958, Körnung I (Fein), über eine Fördereinrichtung (Auswahl und Inbetriebnahme durch Mark [Mar15] im Rahmen einer Diplomarbeit) kontinuierlich hinzugegeben. Der Sand gewährleistet, dass zum einen die Laufstreifenoberfläche nicht verschmiert und gleichzeitig die Gummirückstände auf der Fahrbahn entfernt werden. Bei nassen Bedingungen ist dies nicht notwendig, da der Laufstreifen durch die Kühlung des Wassers keine kritischen Temperaturen erreicht. Zwischen den einzelnen Messungen, z. B. Antreiben oder Bremsen, erfolgt eine 60-sekündige (trocken) bzw. 30-sekündige (nass) Abkühlphase.

Der Messablauf innerhalb eines Messtages für eine konstant gehaltene Umgebungstemperatur ist symmetrisch aufgebaut. Ein Referenz-Reifen (Reifen mit Laufstreifenmischung M1) wird in regelmäßigen Intervallen vermessen, um eventuelle Fahrbahntrends zu

ermitteln und die Messergebnisse um diese Trends korrigieren zu können. Bei Anwesenheit von Wasser als Zwischenmedium wird die Fahrbahn durch eine vorgegebene Polierprozedur vorkonditioniert. Während des Polierprozesses fällt das Reibbeiwertniveau in Form einer Exponentialfunktion ab und nähert sich einem stationären Reibbeiwertniveau an. Ziel ist es, den Bereich mit stationärem bzw. annähernd linearem Reibbeiwertabfall zu erreichen und so die Trends robust korrigieren zu können, vgl. [Rie15].

Die Messdaten werden, wie in Abschnitt 3.1 erläutert, um den Einfluss der Trommelkrümmung korrigiert. Weiter werden der dynamische Rollhalbmesser, der Radschlupf sowie die Kraftbeiwerte ermittelt. Um die maximale Kraftübertragung robust bestimmen zu können, werden für die Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien die Magic-Formula Parameter (vgl. Pacejka [Pac12]) ermittelt und der Maximalwert daraus berechnet. Die oben erläuterten Trends werden aus den Maximalwerten ermittelt. Anschließend werden die gemessenen Kennlinien durch eine zentrische Streckung bzw. Stauchung korrigiert, wodurch die Schlupfsteifigkeit nicht beeinflusst wird. Alle im Folgenden gezeigten Kennlinien wurden aus mehreren, trendbereinigten Messungen gemittelt.

Bei den Fahrzeugversuchen werden Bremswege unter den in Abschnitt 3.2 genannten Bedingungen ermittelt. Die Durchführung der Messungen bei Nässe erfolgt ebenfalls bei einem stationären Reibbeiwertniveau der Fahrbahn, vgl. [Tor14].

6.2.2.1 Longitudinale Reifencharakteristik

In diesem Abschnitt werden Reibbeiwert-Schlupf-Kurven der Laufstreifenmischung M1 auf den unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen gezeigt und der Textur- sowie Temperatureinfluss bei trockenen und nassen (1 mm Wasserhöhe) Bedingungen analysiert. Alle vorgestellten Messungen wurden bei einer Trommelgeschwindigkeit von 80 km/h, einer Radlast von 4500 N und einem geregelten Fülldruck von 2,5 bar durchgeführt. Weitere Reifenkennlinien für

alle sechs unterschiedlichen Laufstreifenmischungen auf den jeweiligen Oberflächen sind in Anhang C.2 zu finden.

a) Einfluss der Fahrbahntextur auf die Schlupfsteifigkeit

Die Reifenkennlinien in Abbildung 6-3 bei einer Umgebungstemperatur von 15 °C bei nassen und trockenen Fahrbahnbedingungen zeigen eine von der Fahrbahntextur abhängige Schlupfsteifigkeit ($\Delta\mu_x/\Delta s$ bzw. $\Delta F_x/\Delta s$).

Untersuchungen von Dörrie et al. [Dör10] sowie von van Oosten et al. [Oos98] zeigen bei trockenen Fahrbahnbedingungen eine im Vergleich zu einer Asphaltfahrbahn höhere Schräglaufsteifigkeit auf einer Korund-Oberfläche (Safety-Walk). Diesen Effekt führen die Autoren auf die tatsächliche Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn zurück. Messergebnisse von Fischlein [Fis00] zeigen ebenfalls eine mit zunehmender Makrorauigkeit (Mittlere Profiltiefe) abnehmende Schlupfsteifigkeit. Die in Abbildung 6-3 dargestellten Kennlinien für trockene Bedingungen bestätigen diese Beobachtungen: Korund 120 ③ weist die höchste Schlupfsteifigkeit auf, gefolgt von Asphalt AC05 ②. Die Reibbeiwert-Schlupf-Kurve auf Asphalt AC11 ① besitzt die geringste Steifigkeit. Wie in der Arbeit von Fischlein [Fis00] erläutert und anhand der Kontaktdrücke aus Tabelle 6-2 zu sehen, nimmt mit steigender Makrotextur der Fahrbahn die tatsächliche Kontaktfläche ab, wodurch die Schubspannungen und damit die Umfangskraft über weniger Profilelemente übertragen werden müssen. Dies hat eine größere Deformation der Profilklötze bei gleicher zu übertragender Umfangskraft zur Folge und damit eine Abnahme der Schlupfsteifigkeit, siehe Abbildung 6-4. [Rie15]

Die Abhängigkeit der Schlupfsteifigkeit von der Fahrbahntextur fällt bei Nässe geringer aus, siehe Kennlinien ④, ⑤ und ⑥ in Abbildung 6-3. Ursache hierfür sind zwei gegenläufige Phänomene, die mittels des 3-Zonen-Modells (vgl. Abschnitt 2.3.1) erklärt werden können. Eine höhere Makrotextur bedingt eine Abnahme der

Einlauf- und Übergangszone und führt somit zu einer längeren Kontaktzone, wodurch die Schlupfsteifigkeit erhöht wird. Die reale Kontaktfläche in der Kontaktzone wiederum ist bei hoher Makrorauigkeit geringer, was zu einer Abnahme der Schlupfsteifigkeit führt. Hierdurch wird der Textureinfluss auf die Steifigkeit bei Nässe verringert [Rie15]. Weiter wird bei geringer Mikrorauigkeit das Wasser nicht vollständig aus dem Kontakt verdrängt, wodurch verstärkt Mikro-Aquaplaning-Effekte auftreten, die den lokalen Reibbeiwert stark herabsetzen. Diese lokalen Gleiteffekte führen bereits im linearen Bereich zu einer Reduktion der Steifigkeit.

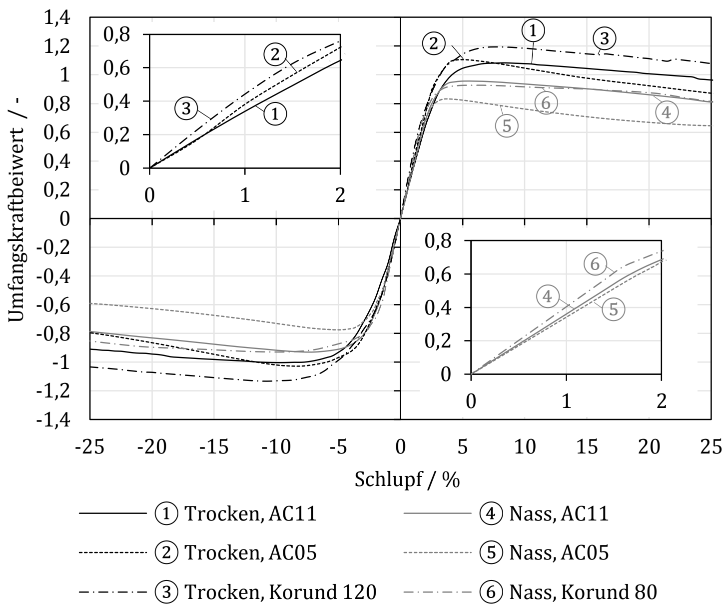


Abbildung 6-3: Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien der Laufstreifenmischung M1 auf unterschiedlichen Oberflächen unter trockenen und nassen (1 mm Wasserhöhe) Fahrbahnbedingungen bei einer Radlast von 4500 N, einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einer Umgebungstemperatur von 15°C. Kennlinien stellen den Mittelwert aus mehreren Messungen dar. ([Rie15], Darstellung angepasst)

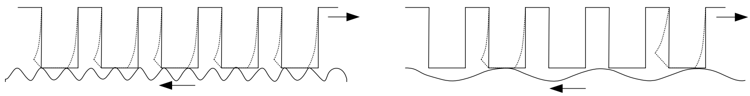


Abbildung 6-4: Schematisch dargestellte Profilstollenauslenkung bei geringer (links) und hoher (rechts) Makrotextur. (nach [Fis00, Gna16])

b) Einfluss der Fahrbahntextur auf die maximalen Kraftbeiwerte

Die Kennlinien in Abbildung 6-3 zeigen für trockene Fahrbahnbedingungen (①-③) ein höheres Niveau als bei Anwesenheit von Wasser als Zwischenmedium (④-⑥). [Rie15]

Bei trockenen Kontaktbedingungen zeigt sich mit steigender Kontaktfläche zwischen Reifen und Fahrbahn ein zunehmendes Kraftbeiwertniveau. Dies kann auf den mit zunehmender Kontaktfläche steigenden Adhäsionsanteil zurückgeführt werden. Die Kraftbeiwerte auf Korund 120 ③ weisen das höchste Niveau auf, gefolgt von denen auf Asphalt AC05 ②. Die Messergebnisse auf Asphalt AC11 ① zeigen die geringsten Kraftbeiwerte. Diese Reihenfolge zeigt sich ebenfalls bei der Analyse der tatsächlichen Kontaktfläche, vgl. Tabelle 6-2. [Rie15]

Die Höhe der Maximalwerte bei Nässe wird sehr stark durch die Mikrotextur beeinflusst. Die Korund 80- ⑥ sowie Asphalt AC11-Fahrbahn ④ besitzen nahezu die gleiche Mikrotextur (SRT-Pendelwert), aber eine sehr unterschiedliche Makrotextur, siehe Abbildung 6-1. Das Niveau der Kennlinien auf den beiden Oberflächen ist hingegen sehr ähnlich. Bei gering ausgeprägter Makrotextur sind nach dem 3-Zonen-Modell die Einlauf- und die Übergangszone länger, die mögliche Kraftübertragung in der Kontaktzone ist wiederum höher als bei stark ausgeprägter Makrotextur (analog zur Kraftübertragung im Fall trocken). Bei geringen Wasserhöhen kompensieren sich die beiden Effekte weitestgehend, es kann gefolgert werden, dass das Niveau der Maximalwerte nur von der Mikrotextur abhängt. [Rie15]

Die Kennlinien in Abbildung 6-3 weisen für das angetriebene Rad höhere Kraftbeiwerte auf als für das gebremste Rad. Dieser Unterschied ist auf die Längsschubspannungen in der Reifenaufstandsfläche zurückzuführen und bedingt eine bessere Ausnutzung des Kraftübertragungspotentials am angetriebenen Rad. Dieser Effekt ist ebenfalls in dem in Kapitel 1 gezeigten Reifenmodell zu sehen. [Rie15]

c) Einfluss der Temperatur auf die Schlupfsteifigkeit und die maximalen Kraftbeiwerte

Im Rahmen dieser Arbeit wurde am Reifenprüfstand nicht nur die Fahrbahn- und Laufstreifenmischung variiert, sondern auch die Umgebungs- bzw. Wassertemperatur. Der untersuchte Temperaturbereich bei trockenen Bedingungen liegt zwischen -5 °C und 25 °C und bei Nässe zwischen 5 °C und 25 °C (jeweils in 10 °C-Schritten).

Nach dem Temperatur-Frequenz-Äquivalenzprinzip ist bei Gummi eine Verringerung der Temperatur mit einer Erhöhung der Anregungsfrequenz gleichzusetzen [Wil55]. Daher ist mit abnehmender Temperatur eine Erhöhung der Kraftbeiwerte zu erwarten. Wird durch die Temperaturverschiebung der Glasbereich erreicht, ist mit einem Einbruch der übertragbaren Kräfte zu rechnen, da das Gummi glasähnliche Eigenschaften annimmt (vgl. Abschnitt 2.1.1). Die Fahrbahntextur regt keine diskrete Frequenz an, sondern ein Frequenzspektrum, wodurch der Kraftbeiwert nicht abrupt abnehmen wird, da nicht augenblicklich alle Anregungsfrequenzen im Glasbereich liegen werden. Insgesamt ist ein von der Glasübergangstemperatur der Laufstreifenmischung sowie von der Anregungsfrequenz der Fahrbahntextur abhängiges Optimum zu erwarten. Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen auf der Asphalt AC05-Fahrbahn weisen hinsichtlich ihrer maximalen Kraftbeiwerte sowohl bei nassen als auch bei trockenen Fahrbahn-

bedingungen ein Temperaturoptimum auf. Messungen auf der Asphalt AC11-Fahrbahn zeigen kein klares Optimum. Hier nimmt tendenziell der maximale Kraftbeiwert mit abnehmender Temperatur zu (Ausnahme: - 5°C Messung bei trockenen Fahrbahnbedingungen für den Fall des gebremsten Rades). Untersuchungen auf der Korund 80- bzw. Korund 120-Oberfläche zeigen nahezu keinen Temperatureinfluss, es ist keine eindeutige Tendenz erkennbar. [Rie15]

Die Umgebungs- sowie Wassertemperatur beeinflusst nicht nur die maximalen Kraftbeiwerte, sondern auch die Form der Kraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien, siehe Abbildung 6-5. Die Kennlinien weisen eine mit abnehmender Temperatur zunehmende Schlupfsteifigkeit auf, begründet durch die Zunahme des Speichermoduls des Gummis. Dörrie et al. [Dör10] sowie van Oosten et al. [Oos98] zeigen einen vergleichbaren Einfluss der Temperatur auf die Schräglaufsteifigkeit. Weiter nimmt mit zunehmender Temperatur die Krümmung im Maximum der Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie ab. Ein Erklärungsansatz hierfür ist die Anregung des Gummis bei niedriger Temperatur im steilen Bereich des Verlustfaktors, siehe Abbildung 2-2. Die Zunahme des Schlupfes und somit der Gleitgeschwindigkeit führt zu einer Erhöhung der Frequenz und, bedingt durch die Verlustleistung, auch der Gummitemperatur. Es ist davon auszugehen, dass die Temperaturerhöhung sich stärker auswirkt (gleichzusetzen mit einer Frequenzverringerung). Bei einer Anregung im steilen Bereich der Verlustmodulkurve (bei niedriger Umgebungstemperatur) wirkt sich eine Temperaturerhöhung des Gummis folglich stärker auf eine Verringerung des Reibbeiwertes aus, als dies im flacheren Bereich der Verlustmodulkurve (bei hohen Temperaturen) der Fall ist. [Rie15]

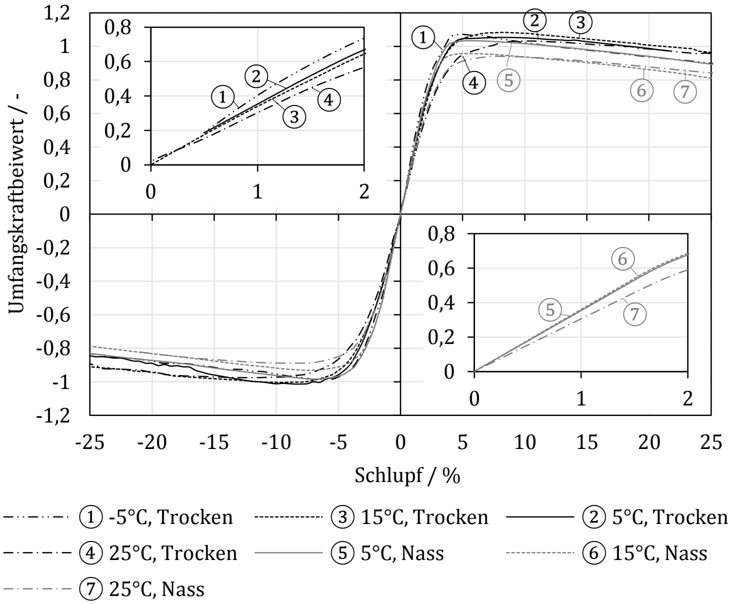


Abbildung 6-5: Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien der Laufstreifenmischung M1 auf der Asphalt AC11-Oberfläche bei unterschiedlichen Umgebungs- und Wassertemperaturen unter trockenen und nassen (1 mm Wasserhöhe) Fahrbahnbedingungen bei einer Radlast von 4500 N, einer Geschwindigkeit von 80 km/h. Kennlinien stellen den Mittelwert aus mehreren Messungen dar. ([Rie15], Darstellung angepasst)

6.2.2.2 Korrelation von Prüfstandsuntersuchungen mit Fahrzeugversuchen

In diesem Abschnitt wird ein Vergleich von Messungen am Innentrommelprüfstand mit ABS-Bremsergebnissen vorgenommen. Für die Korrelation wurden die maximalen Kraftbeiwerte für den Fall des gebremsten Rades am Reifenprüfstand bei 15°C sowie 25°C gemittelt. Dies entspricht dem Temperaturbereich bei den ABS-Bremsungen. Der Vergleich der Bremswege mit den Maximalwerten der Umfangskraft-Schlupf-Kennlinien erfolgt über sogenannte Rating-Werte, diese geben den Bremsweg bzw. den Maximalwert bezogen auf das Ergebnis der Laufstreifenmischung M1 in Prozent

an. Rating-Werte höher als 100 % bedeuten, dass mit der entsprechenden Laufstreifenmischung höhere Kraftbeiwerte bzw. kürzere Bremswege erzielt werden konnten als mit Mischung M1 (Referenzmischung) und umgekehrt.

a) Trockene Fahrbahnbedingungen

Abbildung 6-6 zeigt die in Tabelle 6-3 dargestellten Rating-Werte der ABS-Bremswege, aufgetragen über die Rating-Werte der Maximalwerte am Reifenprüfstand.

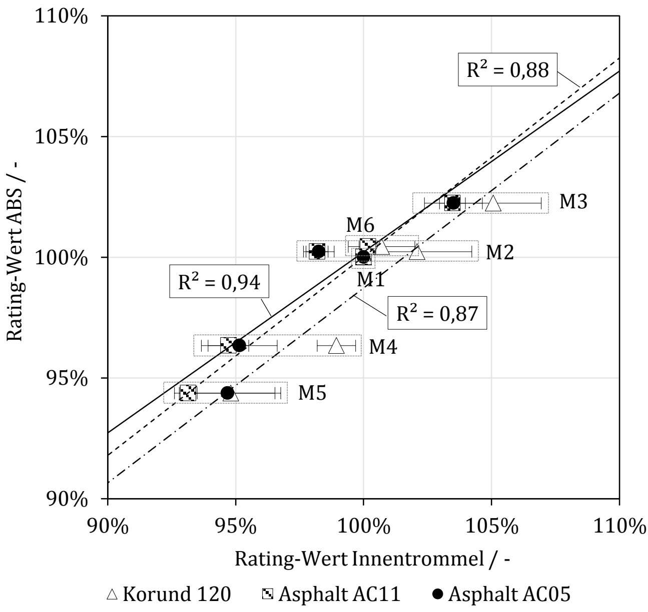


Abbildung 6-6: Korrelation der Rating-Werte der ABS-Bremsergebnisse (Bremsweg von 100 km/h auf 3 km/h) mit den Rating-Werten der Innentrommel (Maximalwert der Umfangskraft-Schlupf-Kennlinie) für unterschiedliche Fahrbahnbeläge auf trockener Oberfläche. Reifenprüfstandsmessungen bei einer Umgebungstemperatur von 15°C sowie 25°C (gemittelt), einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einer Radlast von 4500 N. Rating-Werte Innentrommel mit Konfidenzintervall von 90 %.

Das Bestimmtheitsmaß der Korrelationen für die unterschiedlichen Fahbahnoberflächen liegt zwischen 0,87 und 0,94, wobei die

Ergebnisse der Asphalt AC11-Fahrbahn der Innentrommel am besten mit den ABS-Bremswegen übereinstimmen. Die Unterschiede der Oberflächen sind, unter Berücksichtigung der Messgenauigkeit, gering. Die Korrelationen zeigen, dass die Wechselwirkung der Fahrbahntextur mit der Laufstreifenmischung bei trockenen Bedingungen die Ergebnisse nur in geringem Maße beeinflusst, es treten keine systematischen Umkehrungen auf.

Tabelle 6-3: Rating-Werte der ABS- Bremsergebnisse (Bremsweg von 100 km/h auf 3 km/h) und Rating-Werte der Innentrommel (Maximalwert der Umfangskraft-Schlupf-Kennlinie) für unterschiedliche Fahrbahnbeläge auf trockener Oberfläche. Reifenprüfstandsmessungen bei einer Umgebungstemperatur von 15°C sowie 25°C (gemittelt), einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einer Radlast von 4500 N.

Mischung	**ABS**	**Korund 120**	**Asphalt AC05**	**Asphalt AC11**
M1	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%
M2	100,2%	102,1%	98,3%	98,2%
M3	102,2%	105,1%	103,5%	103,5%
M4	96,3%	98,9%	95,1%	94,7%
M5	94,4%	94,8%	94,7%	93,1%
M6	100,4%	100,7%	-	100,2%

b) Nasse Fahrbahnbedingungen

Analog zu dem Fall für trockene Fahrbahnbedingungen zeigt Abbildung 6-7 die Korrelation der ABS-Bremsergebnisse mit den Ergebnissen des Reifenprüfstandes für nasse Fahrbahnbedingungen, Werte siehe Tabelle 6-4.

Wie auch für trockene Fahrbahnbedingungen korrelieren die Reifenprüfstandsmessungen auf der Asphalt AC11-Fahrbahn mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,97 am besten mit den ABS-Bremsergebnissen. Die Ergebnisse der Asphalt AC05-Fahrbahn (Reifenprüfstandsmessungen) zeigen im Vergleich zu den ABS-Bremsungen mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,89 ebenfalls eine gute Korrelation, jedoch zeichnet sich hier bei der Rangordnungsumkehr der Mischung M1 und M3 bereits eine Wechselwirkung zwischen Laufstreifenmischung und Fahrbahntextur ab (Mischung

M3 ist auf der Korund 80 bzw. Asphalt AC05 schlechter als M1; auf Asphalt AC11 und beim ABS-Bremsen ist die Mischung M3 besser als M1). Die Ergebnisse der Korund 80-Oberfläche des Reifenprüfstandes, die im Vergleich zur Bremsstrecke eine deutlich geringere Makrotextur aufweist, korrelieren nicht mit den Bremsmessungen. Hier sind Rangordnungsumkehrungen zu erkennen. Die detaillierte Analyse der Wechselwirkungen erfolgt in Abschnitt 6.2.3.

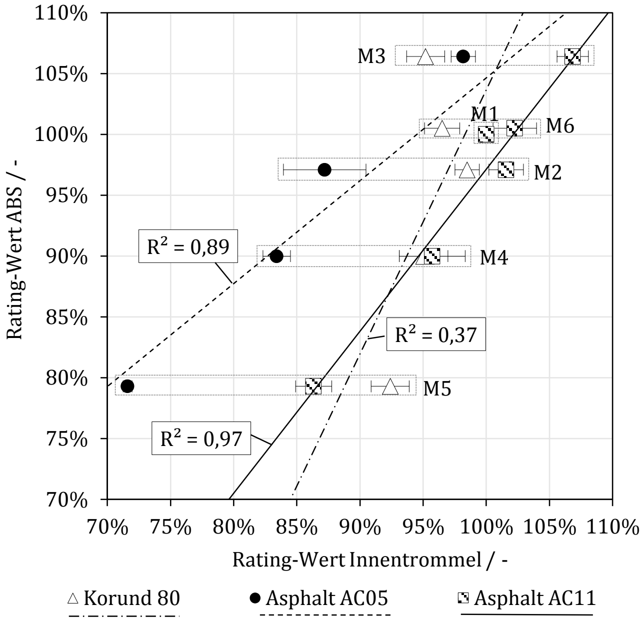


Abbildung 6-7: Korrelation von Rating-Werten der ABS-Bremsergebnisse (Bremsweg von 80 km/h auf 20 km/h) bei Nässe mit den Rating-Werten der Innentrommel (Maximalwert der Umfangskraft-Schlupf-Kennlinie) für unterschiedliche Fahrbahnbeläge. Prüfstandsmessungen bei einer Umgebungstemperatur von 15°C sowie 25°C (gemittelt), einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einer Radlast von 4500 N. Rating-Werte Innentrommel mit Konfidenzintervall von 90 %. Die Ergebnisse der Mischung M1 auf Korund 80, Asphalt AC05 und Asphalt AC11 liegen alle jeweils bei 100 %.

Wie auch in Hartmann [Har91] spreizen die unterschiedlichen Laufstreifenmischungen auf einer nassen Fahrbahn mit niedriger

Griffigkeit (Asphalt AC05) stärker als auf Fahrbahnen mit hoher Griffigkeit (Asphalt AC11, Korund 80).

Tabelle 6-4: Rating-Werte der ABS- Bremsergebnisse (Bremsweg von 100 km/h auf 3 km/h) und Rating-Werte der Innentrommel (Maximalwert der Umfangskraft-Schlupf-Kennlinie) für unterschiedliche Fahrbahnbeläge auf nasser Oberfläche. Reifenprüfstandsmessungen bei einer Umgebungstemperatur von 15°C sowie 25°C (gemittelt), einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einer Radlast von 4500 N.

Mischung	ABS	Korund 80	Asphalt AC05	Asphalt AC11
M1	100,0%	100,0%	100,0%	100,0%
M2	97,1%	98,5%	87,2%	101,6%
M3	106,4%	95,2%	98,2%	106,8%
M4	90,0%	95,0%	83,4%	95,7%
M5	79,3%	92,4%	71,6%	86,3%
M6	100,5%	96,5%	-	102,3%

6.2.3 Wechselwirkung der Laufstreifenmischung mit der Fahrbahntextur

Die Korrelationsdiagramme bzw. Ergebnistabellen für trockene (Abbildung 6-6 bzw. Tabelle 6-3) und nasse (Abbildung 6-7 bzw. Tabelle 6-4) Fahrbahnbedingungen enthalten zahlreiche Informationen zu den Wechselwirkungen der Laufstreifenmischungen mit der Fahrbahntextur, die im folgenden Abschnitt detaillierter analysiert werden.

6.2.3.1 Einfluss der Mischungshärte

a) Trockene Fahrbahnbedingungen

Die Rating-Werte für trockene Fahrbahnbedingungen in Abbildung 6-6 (bzw. Tabelle 6-3) zeigen tendenziell einen mit abnehmender Mischungshärte zunehmenden Kraftbeiwert bzw. eine Reduzierung des Bremsweges (Vergleich hart/weich: M1/M3 und M2/M6). Der Vergleich der Laufstreifenmischungen M2/M6 auf der Korund 120-Oberfläche (Innentrommelprüfstand) stellt eine Aus-

nahme dar, hier liefert die harte Mischung die höheren Kraftbeiwerte. Aufgrund der sich deutlich überschneidenden Konfidenzintervalle der Mischung M2 und M6 wird diese Rangordnungsumkehr im Weiteren nicht detaillierter analysiert.

Die im Allgemeinen mit abnehmender Mischungshärte bessere Kraftübertragung kann auf die Zunahme der tatsächlichen Kontaktfläche und damit der Adhäsionskomponente zurückgeführt werden. Die Reduzierung der Härte und somit des Speichermoduls bei annähernd gleichbleibender Dämpfung impliziert eine Erhöhung des Verlustbeiwerts und somit auch die Erhöhung der Hystereseverluste. [Rie15]

b) Nasse Fahrbahnbedingungen

Die in Abschnitt 1.2.2.1 und 1.2.3 genannten teilweise widersprüchlichen Erkenntnisse aus der Literatur zeigen, dass keine pauschale Aussage über den Einfluss der Mischungshärte bei Nässe gemacht werden kann. Die Rangordnungsumkehrungen in Abbildung 6-7 bzw. Tabelle 6-4 weisen bei Nässe einen von der Textur abhängigen Härteeinfluss auf. „Auf der makrorauen ABS-Bremsstrecke und Innentrommelfahrbahn Asphalt AC11 schneiden die weichen Mischungen besser ab (Ausnahme: M2/M6 auf ähnlichem Niveau). Die Untersuchungen auf den Fahrbahnen mit geringerer Makrotextur (Asphalt AC05 und […] [Korund 80]) zeigen einen umgekehrten Einfluss der Mischungshärte“ [Rie15]. Eine genaue Analyse der Wechselwirkung der Mischungshärte mit der Fahrbahntextur erfolgt anhand des detaillierten 3-Zonen-Modells (vgl. Abschnitt 2.3.1) in Abbildung 6-8 und wird in [Rie15] dargestellt:

> Die Länge der Einlaufzone (Zone A) kann als annähernd unabhängig von der Reifenmischung betrachtet werden. Die Länge der Übergangszone (Zone B) wird unter anderem durch zwei gegenläufige Effekte beeinflusst. Zum einen muss die weiche Mischung, bedingt durch ihren geringeren Spei-

chermodul E‘, weiter in die Makrotextur eindringen um vollständig „trockenen“ Kontakt zu bekommen. Dies ist gleichbedeutend mit einer größeren Wassermenge, die aus den Profiltälern verdrängt werden muss und bewirkt somit eine Verlängerung der Übergangszone (Zone B). Im Gegensatz dazu ist bei der weichen Mischung bei gleicher Eindringtiefe der Druck auf die Wasseroberfläche höher als bei der harten Mischung, da bedingt durch den Speichermodul weniger Vertikalkraft an der Kontaktstelle Gummi-Rauheitskuppe übertragen wird. Dieser höhere Druck begünstigt die Wasserverdrängung aus den Profiltälern und bewirkt somit eine Verkürzung der Übergangszone (Zone B). In einer ersten Näherung wird […] [angenommen, dass sich der Einfluss der beiden Effekte kompensiert]. Weiter kann durch die höhere Pressung der harten Mischung auf die Profilspitzen der Restwasserfilm besser aus der Mikrotextur verdrängt und somit die Länge der Übergangszone (Zone B) verkürzt werden. Bei gleicher Eindringtiefe des harten Gummis kann durch den höheren Pressungsanteil auf die Texturspitzen mehr Kraft in Längsrichtung übertragen werden. In der Kontaktzone (Zone C) herrschen annähernd trockene Kontaktbedingungen, wodurch die weiche Mischung aufgrund der höheren Kontaktfläche stets vorteilhaft ist (siehe Einfluss der Reifenhärte bei trockenen Bedingungen). Welche Mischungshärte bei nassen Bedingungen vorteilhaft ist, entscheidet sich daher durch das Verhältnis der Flächen der Übergangszone (Zone B) zur Kontaktzone (Zone C), das durch die Fahrbahntextur und Mischung beeinflusst wird. Mit steigender Makrotextur, und damit verbesserter Drainage der Fahrbahn, verkürzen sich die Einlaufzone (Zone A) und die Übergangszone (Zone B), wodurch sich die Kontaktzone (Zone C) verlängert […]. Bei einer Verlängerung der Kontaktzone (Zone C) kann sich somit eine weiche Mischung besonders

positiv bemerkbar machen. Hiermit kann die Rangordnungsumkehr des Härteeinflusses in Abhängigkeit der Fahrbahnoberfläche erklärt werden. Da bei steigender Radlast im Wesentlichen die Kontaktlänge bei gleichbleibender Pressung zunimmt und somit die Länge der Einlaufzone (Zone A) und der Übergangszone (Zone B) absolut gesehen gleich bleibt, kann eine Erhöhung der Radlast für eine weiche Mischung vorteilhafter sein als für eine harte Mischung.

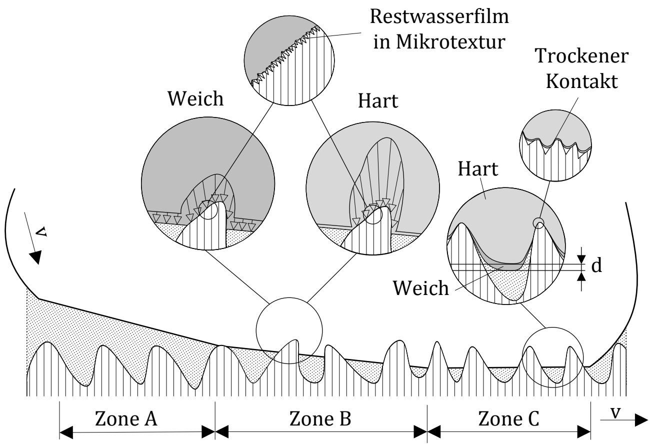


Abbildung 6-8: Mechanismen der Wasserverdrängung eines Reifens auf texturierten Oberflächen. [Rie15]

6.2.3.2 Einfluss der Füllstoffmenge

Die in Tabelle 6-1 beschriebenen Laufstreifenmischungen ermöglichen die Analyse des Einflusses einer höheren Füllstoffmenge anhand der Vergleiche von M1/M2, M3/M6 und M4/M5.

a) Trockene Fahrbahnbedingungen

Bei trockenen Bedingungen (Abbildung 6-6) ist zu erkennen, dass tendenziell für alle Fahrbahntexturen eine Erhöhung des Füllstoffanteils zu einer verbesserten Kraftübertragung führt (Ausnahme: M1/M2 auf Korund 120).

b) Nasse Fahrbahnbedingungen

Bei nassen Fahrbahnbedingungen ist ebenfalls zu erkennen, dass die Zugabe von Füllstoff die maximale Kraftübertragung erhöht. Ein Vergleich der hoch- und niedriggefüllten Polymere in Abbildung 6-7 bzw. Tabelle 6-4 zeigt, dass der Unterschied der Kraftbeiwerte von der Fahrbahntextur abhängig ist. Die Ergebnisse auf der makroglatten Korund 80-Oberfläche zeigen einen, im Vergleich zur makrorauen Asphalt AC11-Oberfläche, geringen Einfluss der Füllstoffmenge. Begründet werden kann dies durch den Payne-Effekt. Der Effekt erklärt eine Zunahme des Verlustfaktors $tan(\delta)$ mit zunehmender Dehnungsrate, wobei der $tan(\delta)$-Unterschied zweier unterschiedlich hoch gefüllter Polymere mit zunehmender Dehnungsrate zunimmt (siehe Abbildung 2-4). Für die in dieser Untersuchung verwendeten Mischungen kann geschlussfolgert werden, dass die Erhöhung des Füllstoffes erst ab einer bestimmten Deformationsamplitude eine merkliche Verbesserung der Kraftübertragung bewirkt. [Rie15]

Wang und Kutsovsky [Wan08a] führen folgenden Effekt an: Silica liegt an der Gummioberfläche frei und besitzt ein höheres Modul als das umgebende Gummi. Dies verbessert den Autoren zufolge die Wasserverdrängung in den Zonen A und B und erhöht damit das Kraftübertragungspotential. Eine höhere Makrotextur verursacht eine stärkere Deformationsamplitude, was bei höherer Füllstoffmenge hinsichtlich Verlustfaktor vorteilhaft ist, jedoch verkürzt dies auch die Längen der Zone A und B, in denen eine höhere Silica Menge vorteilhaft ist. Die beiden gegenläufigen Mechanismen bewirken eine relativ geringe Wechselwirkung zwischen Füllstoffgehalt und Fahrbahntextur.

6.2.3.3 Einfluss der Glasübergangstemperatur

Die Laufstreifenmischungen M4 und M5 mit der niedrigen Glasübergangstemperatur (T_{G0} -20°C) zeigen auf allen verwendeten

trockenen und nassen Oberflächen ein schlechteres Kraftübertragungsverhalten als die Mischungen mit hoher Glasübergangstemperatur (T_{G0}). Im Wesentlichen ist dies auf die geringere Dämpfung bzw. den geringeren Verlustmodul der Laufstreifenmischungen mit niedrigerer Glasübergangstemperatur bei gleichbleibender Reifentemperatur und Anregungsfrequenz zurückzuführen. Die Laufstreifenmischungen M4 und M5 besitzen in allen Frequenzbereichen einen niedrigeren Verlustmodul als die Mischungen mit hoher Glasübergangstemperatur. [Rie15]

Wie stark sich die Glasübergangstemperatur bei Nässe auf die Kraftübertragung des Reifens auswirkt, ist abhängig von der Fahrbahnoberfläche, siehe Abbildung 6-7 bzw. Tabelle 6-4. „Dies kann durch die höheren Anregungsfrequenzen der Mikrorauigkeiten der Fahrbahnen Asphalt AC11 und Korund 80 im Vergleich zur ABS-Bremsstrecke bzw. Asphalt AC05 bedingt sein. Die höhere Mikrorauigkeit würde demnach bewirken, dass ein Teil der Anregung bei Mischungen mit hoher Glasübergangstemperatur bereits im Glasbereich erfolgt. Bei Mischungen mit niedriger Glasübergangstemperatur tritt die „Verglasung" [bzw. „Versprödung"] des Gummis noch nicht auf" [Rie15]. Somit können die Laufstreifenmischungen M4 und M5 bei hoher Mikrotextur relativ zu den Mischungen mit hoher Glasübergangstemperatur bezüglich des Ranking-Wertes den Abstand vermindern. Absolut gesehen führen die Mischungen mit hoher Glasübergangstemperatur stets zu höheren Kraftbeiwerten.

Die gezeigten Ergebnisse bestätigen weitestgehend die in Abschnitt 1.2.2.3 aufgezeigten Erkenntnisse der Literatur. Auch hier zeigte sich in den meisten Untersuchungen eine Verbesserung der Kraftübertragung mit steigender Glasübergangstemperatur. Die Autoren Yoshioka et al. [Yos86] zeigen allerdings einen Abfall des Reibbeiwertes für Glasübergangstemperaturen höher als - 30°C (Messungen bei 23 °C Raumtemperatur). Der in der vorliegenden Arbeit

untersuchte Bereich liegt zwischen - 30 °C und - 10 °C. Die vorgestellten Ergebnisse können die von Yoshioka et al. nicht bestätigen. Diese Diskrepanz kann auf die Gummimischung sowie auf die höhere Mikrotextur der in Yoshioka et al. eingesetzten Oberfläche (SRT Pendelwerte um die 80) zurückgeführt werden.

6.3 Untersuchungen basierend auf Reifenmodell und Reibbeiwert-Kennfeldern

Die Untersuchungen der Mischungsvariationen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand werden für nasse Fahrbahnbedingungen durchgeführt, da, wie in Abschnitt 6.2.3 gezeigt, bei Nässe die stärksten Wechselwirkungen zwischen Laufstreifenmischung und Fahrbahntextur auftreten. Ziel der vorliegenden Untersuchungen ist es zu zeigen, dass die Wechselwirkungen, wie sie am Reifen vorliegen, auch über das Reifenmodell in Kombination mit der neuen Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern nachgewiesen werden können. Neben einer Texturvariation (reale Asphalt- und Betonprobenkörper) wird das Oberflächenmaterial (reale Oberfläche und Kunstharz-Korund-Oberfläche) untersucht. Es soll analysiert werden, wie sich das Material auf die Rangordnung der Laufstreifenmischungen sowie auf die Form der Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien auswirkt.

Vor Beginn der Messungen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand wird, analog zum Reifenprüfstand, die verwendete Fahrbahn poliert, sodass diese einen stationären Reibbeiwert erreicht. Die eingesetzten Groschräder werden auf einer scharfen, nicht polierten, nassen Korund 80-Oberfläche eingefahren. Während einer einzelnen Messung wird der Schräglaufwinkel rampenförmig durchfahren (0 °… -37,5 °…. +37,5 °… 0 ° bzw. umgekehrt). Der Volumenstrom des zugeführten Wassers beträgt bei allen Untersuchungen

4 l/min. Das Wasser wird auf 15°C temperiert. Die Radlast der einzelnen Laufstreifenmischungen wird so gewählt, dass der mittlere Kontaktdruck in der Aufstandsfläche stets 0,38 MPa beträgt (dies entspricht dem mittleren Kontaktdruck in der Reifenaufstandsfläche bei einem Fülldruck von 2,5 bar, vgl. Abschnitt 4.3). Um die Soll-Last für jede untersuchte Mischung bestimmen zu können, wird der Kontaktdruck (Verhältnis aus eingestellter Last und Berührfläche) in Abhängigkeit der Radlast auf einer glatten Aluminiumfahrbahn ermittelt, siehe Abbildung 6-9. Die Soll-Last wird so gewählt, dass die Messungen mit den unterschiedlichen Laufstreifenmischungen bei gleichem Kontaktdruck erfolgen.

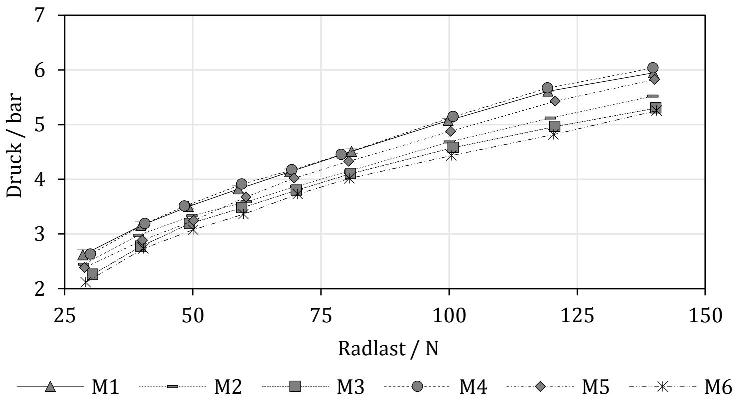


Abbildung 6-9: Kontaktpressung zwischen Groschrad und einer Aluminiumfahrbahn (keine Mikro- und Makrotextur) in Abhängigkeit der Radlast.

Auf den realen Straßenbohrkernen bzw. deren Replikaten aus Kunstharz-Korund werden die Messungen bei 5 km/h, 10 km/h und 15 km/h durchgeführt. Die Korund 80-Oberfläche erlaubt aufgrund seiner geringen Makrotextur und der damit verbundenen geringeren Radlastschwankungen Messungen bei höheren Geschwindigkeiten, sodass zusätzlich eine Messung bei 30 km/h vorgenommen wird. Jede einzelne Messung wird viermal wiederholt, wobei die Schräglaufwinkelabfolge (positiv-negativ bzw. negativ-positiv) variiert, damit die durch Erwärmung des Gummis hervorgerufenen

Effekte für positive und negative Schräglaufwinkel vergleichbar sind. Hierdurch wird verhindert, dass die Winkelabfolge eine Asymmetrie in den Kurven verursacht. Die Rohdaten der einzelnen Messungen werden tiefpassgefiltert, um die hochfrequenten Schwankungen zu reduzieren.

Wie bei den Reifenmessungen wird auch hier auf ein gespiegeltes Messprogramm zurückgegriffen, das es erlaubt, Fahrbahntrends zu korrigieren. Für die Kontrolle der vorliegenden Trends wurde die Referenzmischung (Laufstreifenmischung M1) innerhalb eines solchen Programms viermal wiederholt, wobei von der Referenzmischung zwei Groschräder pro Messblock zur Verfügung standen. Bei der Trendkorrektur wurde ebenfalls eine zentrische Streckung der Kennlinien vorgenommen. Die für die Methode zur Ermittlung der Reibbeiwert-Kennfelder verwendeten Kennlinien sind aus vier Einzelmessungen gemittelt.

Neben den Kennlinien ist, wie bereits in Kapitel 1 gezeigt, die tatsächliche Pressungsverteilung zwischen Groschrad und Fahrbahn erforderlich. Um den messtechnischen Aufwand einzuschränken, wurden lediglich die Kontaktdrücke für die Mischungen M1 (hart) und M3 (weich) an acht unterschiedlichen Positionen ermittelt (Kontaktdruckmessungen wurden im Rahmen einer Bachelorarbeit von Chen [Che17] durchgeführt und ausgewertet). Bei der Optimierung wird in harte und weiche Laufstreifenmischungen unterschieden.

Die in den folgenden Diagrammen eingetragenen Streubalken der Ergebnisse des Griffigkeits- und Abriebsprüfstands in Kombination mit dem Reifenmodell werden aus den Seitenkraftbeiwert-Schräglaufwinkel-Kennlinien (gemessen am GAT) ermittelt. Für jede Geschwindigkeit wird das Konfidenzintervall (90 % Vertrauensbereich) bestimmt. In den Diagrammen wird das aus allen Geschwindigkeiten gemittelte Konfidenzintervall eingetragen, da mittels der angewandten Methode durch eine berechnete Kennlinie bzw. einen

daraus ermittelten Maximalwert alle gemessenen Seitenkraftbeiwert-Schräglaufwinkel-Kennlinien berücksichtigt werden.

6.3.1 Charakterisierung der Oberflächentexturen

Am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand wurden im Rahmen dieser Arbeit vier Asphalt-, zwei Beton- und eine Korund 80-Oberfläche eingesetzt, die sich hinsichtlich ihrer Makro- sowie ihrer Mikrotextur unterscheiden. In Abbildung 6-10 ist für die Fahrbahnen der maximale Reibbeiwert der Groschradmessungen bei 5 km/h für die Mischung M1 aufgetragen über die mittlere Texturtiefe (MTD - ermittelt über die Sandfleckmethode). Ein SRT-Pendelwert wie am Reifenprüfstand kann hier nicht ermittelt werden, da es die notwendige Gleitlänge des Pendels lediglich erlaubt, in der Bohrkernmitte und nicht in der Fahrspur des Groschrades zu messen. Für die Bezeichnung der Oberflächen wurde das Fahrbahnmaterial und die Kernrautiefe R_k aus der Abbott-Kurve herangezogen. Die zu den Oberflächen zugehörigen Abbott-Kennlinien sind in Anhang C.1.2 dargestellt. Um den Einfluss des Fahrbahnmaterials zu analysieren, wurden Kunstharz-Korund-Abdrücke (Verfahren nach Bürckert [Bür12]) der Korund 80-, Asphalt Rk056-, Asphalt Rk038- sowie Beton Rk032-Oberflächen verwendet.

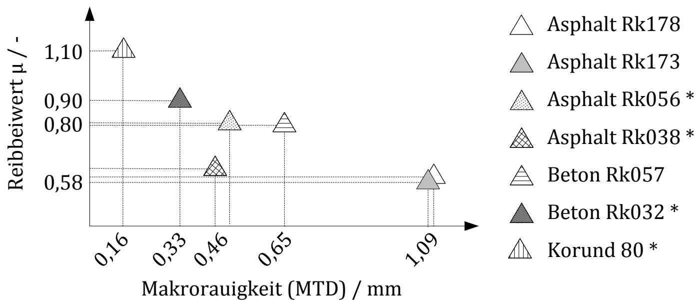


Abbildung 6-10: Übersicht über die am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand eingesetzten Fahrbahnoberflächen hinsichtlich ihrer Mikro- (maximaler Reibbeiwert Mischung M1 bei 5 km/h) und Makrorauigkeit (charakterisiert über die Sandfleckmethode). *: Kunstharz-Korund-Replikat für Untersuchungen zum Einfluss des Fahrbahnmaterials des Bohrkerns vorhanden (Replikat besitzt gleiche Makrotextur aber unter Umständen eine andere Mikrotextur und damit einen anderen Reibbeiwert).

6.3.2 Ergebnisse

Im folgenden Abschnitt wird die Übertragbarkeit der Messergebnisse des Griffigkeits- und Abriebsprüfstands auf Reifenmessungen am Innentrommelprüfstand vorgestellt, die Ergebnisse weiterer Texturvariationen werden analysiert und der Einfluss des Fahrbahnmateriales auf die Wechselwirkung zwischen Laufstreifenmischung und Fahrbahntextur wird untersucht.

6.3.2.1 Messungen zum Nachweis der Übertragbarkeit von Groschrad- auf Reifenergebnisse

Untersuchungen von Bürckert [Bür19] zeigen auf einer Korund 80-Oberfläche („Safety-Walk“) bei Nässe eine gute Übertragbarkeit der Ergebnisse des Griffigkeits- und Abriebsprüfstands (1/3-Groschrad, d. h. die bei Bürckert eingesetzten Räder haben eine Breite von 6 mm) auf die Ergebnisse am Innentrommelprüfstand (profilloser Reifen). Es wurden Messungen an beiden Prüfständen bei gleichen Fahrbahngeschwindigkeiten gegenübergestellt. Die Ergebnisse zeigen am Innentrommelprüfstand und am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand die gleichen Tendenzen des Einflusses der

Mischungshärte (54 – 79 Shore A), der Fahrbahngeschwindigkeit (5 - 35 km/h), der Wassertemperatur (15 – 25 °C) und der Flächenpressung (0,25 – 0,35 MPa) auf die Kraftbeiwerte. Alle Einflussparameter wirken sich bei den Untersuchungen von Bürckert am Reifenprüfstand stärker aus als am 1/3-Groschrad.

Im Rahmen dieser Arbeit soll der Mischungseinfluss profilierter Reifen bei Fahrbahngeschwindigkeiten von 80 km/h untersucht werden. Für die vorliegenden Untersuchungen auf Oberflächen mit grober Makrotextur sind die 1/3-Groschräder ungeeignet. Die physikalischen Vorgänge würden sich aufgrund des Größenverhältnisses der Texturunebenheit zur Kontaktfläche zu stark unterscheiden. Aufgrund der im Vergleich zu Bürckert [Bür19] deutlich veränderten Bedingung muss die Übertragbarkeit der Messungen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand auf den Innentrommelprüfstand nochmals überprüft werden. Der Fokus liegt in diesen Untersuchungen auf dem Einfluss unterschiedlicher Mischungsmaßnahmen, es erfolgt keine Variation des Kontaktdruckes und der Temperatur. Im Gegensatz zu Bürckert werden in der vorliegenden Arbeit die aus dem mit Groschradmessungen parametrierten Reifenmodell erhaltenen Ergebnisse mit Reifenmessungen verglichen, wodurch eine hinsichtlich der physikalischen Vorgänge bessere Übertragbarkeit erwartet wird.

Für den Vergleich der Reifenprüfstandsmessungen mit den Ergebnissen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand (in Kombination mit dem Reifenmodell) wurden an beiden Prüfeinrichtungen vergleichbare Oberflächen ausgewählt. Die Asphalt AC11-Fahrbahn wird mit dem Asphalt Rk173-Bohrkern verglichen und die Asphalt AC05-Fahrbahn mit dem Asphalt Rk056-Bohrkern. Die günstigsten Bedingungen für die Untersuchung der Übertragbarkeit hinsichtlich der Oberflächeneigenschaften bieten die künstlichen Korund 80-Fahrbahnen, da diese an beiden Prüfeinrichtungen identisch sind. Abbildung C-1 in Anhang C.1.3 zeigt die Abbott-Kennlinien der oben genannten Oberflächen. Für die Untersuchung

der Übertragbarkeit werden die maximalen Reibbeiwerte der Reifenmessungen (Bremsen) bei einer Umgebungs- und Wassertemperatur von 15 °C, einem Fülldruck von 2,5 bar, einer Radlast von 4500 N und einer Geschwindigkeit von 80 km/h den Maximalwerten der Messungen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand in Kombination mit dem Reifenmodell bei vergleichbarem Kontaktdruck gegenübergestellt. Abbildung 6-11 zeigt die entsprechenden Korrelationen für die erhaltenen Reibbeiwerte.

Die schlechteste Korrelation mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,56 ergeben die Ergebnisse auf der Korund 80-Oberfläche. Das Bestimmtheitsmaß alleine stellt jedoch nicht die entscheidende Größe dar, vielmehr gilt es zu analysieren, ob die unterschiedlichen Mischungsmaßnahmen korrekt differenziert werden. Ein Vergleich des Einflusses der Mischungshärte (M1/M3 und M2/M6) zeigt an beiden Prüfeinrichtungen einen mit zunehmender Härte ansteigenden Reibbeiwert. Eine Erhöhung des Füllstoffgehaltes (M1/M2, M3/M6 und M4/M5) führt an beiden Prüfeinrichtungen zu einer Verbesserung des Kraftübertragungspotentials. Der Einfluss der Glasübergangstemperatur (M1/M4 und M2/M5) zeigt ebenfalls in beiden Fällen eine Verschlechterung der Kraftübertragung bei sinkender Glasübergangstemperatur. Es werden folglich an beiden Prüfständen alle auftretenden Effekte in ihren Tendenzen gleichermaßen aufgelöst. Der niedrige Korrelationskoeffizient ist auf die sehr geringe Spreizung sowie die gleichzeitig relativ hohe Streuung der Ergebnisse am Reifenprüfstand zurückzuführen. Bei der beschriebenen Betrachtung zeigt sich jedoch, wie bereits von Bürckert [Bür19] demonstriert, trotz des geringen Bestimmtheitsmaßes, eine gute Übertragbarkeit zwischen dem Griffigkeits- und Abriebsprüfstand und dem Innentrommelprüfstand für die Korund 80-Oberflächen.

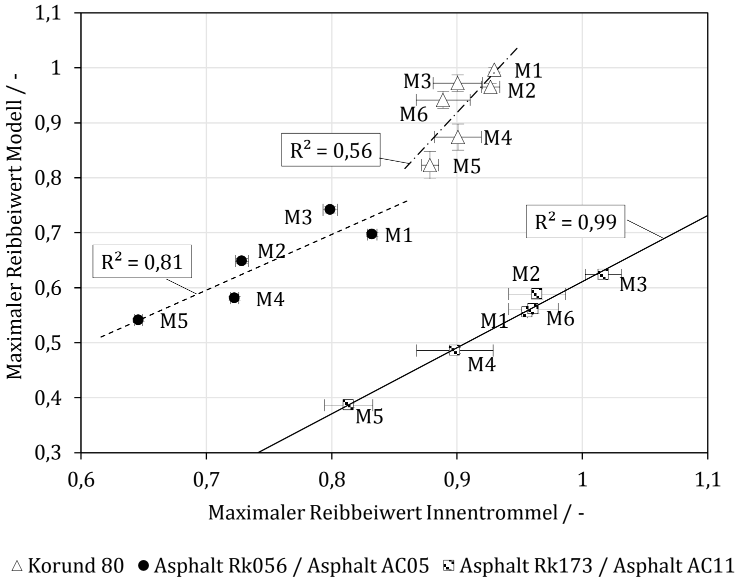


Abbildung 6-11: Korrelation der Ergebnisse des Griffigkeits- und Abriebsprüfstands (Messungen in Kombination mit dem Modell zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern sowie dem Reifen-Bürstenmodell, Maximalwert (Bremsen) der Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie) mit den Ergebnissen der Innentrommel (Maximalwert der Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie) für unterschiedliche Fahrbahnbeläge bei Nässe.

Der Vergleich der Ergebnisse auf der Asphalt AC05-Fahrbahn am Reifenprüfstand und dem Asphalt Rk056-Bohrkern am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand weisen mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,81 einen zufriedenstellenden Zusammenhang auf. Bei genauer Betrachtung der Wechselwirkungen zeigt sich jedoch eine Rangordnungsumkehr zwischen dem Härteeinfluss am Reifenprüfstand (harte Mischung - höheren maximalen Reibbeiwert) und am Groschradprüfstand (weiche Mischung - höheren maximalen Reibbeiwert). Die Rangordnungsumkehr kann durch die in Abschnitt 6.2.3.1 erläuterten Phänomene erklärt werden. Welche Mischungshärte vorteilhaft ist, wird durch die Ausprägung der unterschiedlichen Kontaktzonen (vgl. Abbildung 6-8) bestimmt. Wegen des

deutlich veränderten Größenverhältnises zwischen der Radaufstandsfläche und den Texturunebenheiten am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand ist davon auszugehen, dass bereits bei geringeren Makrotexturen die Zonen A und B sehr schwach ausgeprägt sind, sodass eine weiche Gummimischung im Vergleich zu einer harten Gummimischung zu höheren Kraftbeiwerten führt. Dieses Phänomen kann auch nicht durch die im Rahmen dieser Arbeit eingesetzten Modelle kompensiert werden. Hierzu wäre es notwendig, die Hydrodynamik am Reifen und am Groschrad zu modellieren und bei der Auswertung der Messdaten zu berücksichtigen. Der Einfluss des Füllstoffgehaltes (M1/M2, M3/M6 und M4/M5) sowie der Glasübergangstemperatur (M1/M4 und M2/M5) wird an beiden Prüfeinrichtungen gleich aufgelöst.

Mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,99 für die makroraue Asphalt AC11-Fahrbahn und den Asphalt Rk173-Bohrkern zeigen beide Prüfeinrichtungen eine sehr gute Korrelation. Alle Effekte werden, trotz niedrigerem Reibbeiwertniveau des Bohrkerns, an beiden Prüfständen gleich aufgelöst.

6.3.2.2 Messungen zum Einfluss der Fahrbahntextur

In diesem Abschnitt soll der Einfluss der Fahrbahntextur auf die longitudinale Reifencharakteristik untersucht werden. Im Anschluss erfolgt eine detaillierte Analyse der unterschiedlichen Wechselwirkungen zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung.

Abbildung 6-12 zeigt die mit dem Reifenmodell in Kombination mit der neuen Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern ermittelten Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien für sieben unterschiedliche Oberflächen.

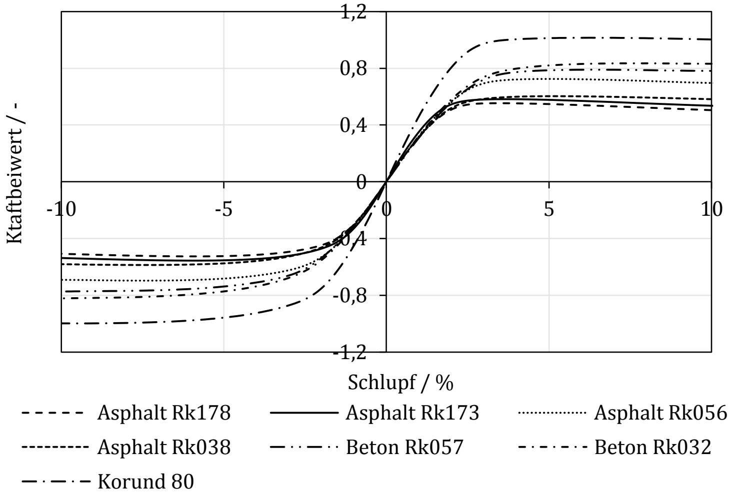


Abbildung 6-12: Mit dem Reifen-Bürstenmodell in Kombination mit der neuen Methode zur Bestimmung von Reibbeiwert-Kennfeldern berechnete Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien für sieben am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand eingesetzte Oberflächen.

Die Korund 80-Oberfläche weist das höchste Niveau auf, gefolgt von den Beton- und den Asphalt-Bohrkernen. Die Fahrbahnen mit sehr hoher Makrotextur (Asphalt Rk178 und Asphalt Rk173) weisen das geringste Niveau auf. Ursache hierfür kann die geringere Kontaktfläche und die damit verbundene höhere Pressung auf den Texturspitzen sein, wodurch es zu einer verstärkten Polierwirkung kommt (vor allem beim Konditionieren der Fahrbahn). Weiter erhöhen sich am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand bei hoher Makrotextur die dynamischen Radlasten, wodurch es zu einem Abfall der Seitenkraftbeiwert-Schräglaufwinkel-Kurven und damit der ermittelten Reibbeiwerte kommen kann. Der Verlauf der ermittelten Reifencharakteristiken zeigt für die Asphaltfahrbahnen den stärksten Abfall nach dem Maximum. Die Ursache hierfür ist die niedrige Mikrotextur, die, wie auch bei den Reifenmessungen am Innentrommelprüfstand (vgl. Abbildung 6-3, Asphalt AC05-Oberfläche), zu einem höheren Abfall der Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie mit steigendem Schlupf führt. Begründet werden kann

dies durch die mit steigender Gleitgeschwindigkeit ansteigende Hysterese, die bei geringer Mikrotextur kleiner ausfällt als bei hoher Mikrotextur, da das Gummi im hohen Frequenzbereich weniger angeregt wird.

Im Allgemeinen unterscheiden sich die in Abbildung 6-12 gezeigten Kennlinien hinsichtlich ihrer Kennlinienform nur in geringem Maße. Um eine bessere Aussage bezüglich des Abfalls treffen zu können, wären Reibbeiwert-Kennfelder notwendig, deren Gleitgeschwindigkeitsbereich die Berechnung der Kraftbeiwert-Schlupf Kennlinien für höhere Schlupfwerte erlaubt. Mit den vorliegenden Messungen kann die Umfangskraft-Schlupf-Kennlinie bei einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h bis zu einem Schlupf von 10 % berechnet werden, einzige Ausnahme stellen Ergebnisse auf der Korund 80-Oberfläche dar, hier ist eine Berechnung bis 20 % Schlupf möglich.

a) Einfluss der Mischungshärte

Aus den in Abschnitt 6.2 vorgestellten Untersuchungen kann folgende Hypothese abgeleitet werden: Je makrorauer die Fahrbahn, d.h. je besser das Drainagevermögen, desto vorteilhafter ist die weiche Laufstreifenmischung hinsichtlich der erreichten maximalen Reibbeiwerte.

Abbildung 6-13 zeigt die, bezüglich der maximalen Reibbeiwerte, relativen (bezogen auf die Referenzmischung M1) Unterschiede zwischen einer harten und einer weichen Mischung. Positive Werte bedeuten, dass mit der weichen Mischung höhere Kraftbeiwerte erreicht werden. Die sieben Bohrkerne (vgl. Abbildung 6-10) werden durch die reduzierte Riefentiefe R_{vk} charakterisiert, da dieser Wert in Zusammenhang mit dem Drainagevermögen der Fahrbahn steht: Eine große Riefentiefe begünstigt die Wasserverdrängung. Die relative Differenz der maximalen Kraftbeiwerte der hoch gefüllten Laufstreifenmischungen M3 (weich) und M1 (hart) sowie der niedrig gefüllten Laufstreifenmischungen M6 (weich) und M2 (hart) in

Abbildung 6-13 zeigen die erwarteten Tendenzen. Der rechts in Abbildung 6-13 gestrichelt eingerahmte Datenpunkt stellt eine Ausnahme dar, hier ist trotz der sehr makrorauen Asphalt Rk173-Fahrbahn der erreichte Reibbeiwert der harten Laufstreifenmischung M1 höher als der der weichen Laufstreifenmischung M6. Wie auch die weiteren Analysen zeigen werden, konnten mit der harten Laufstreifenmischung M2 auf der genannten Fahrbahn sehr hohe Reibbeiwerte erzielt werden, dessen Ursache ungeklärt bleibt.

Auf der Korund 80-Oberfläche (Datenpunk bei niedrigstem R_{vk}) können mit der harten Laufstreifenmischung höhere Reibbeiwerte als mit der weichen Laufstreifenmischung erreicht werden. Bei einem hohen Drainagevermögen kehrt sich der Einfluss um, die weiche Laufstreifenmischung ist dann vorteilhaft (Fahrbahn Asphalt Rk178, Wert mit höchstem R_{vk}). Zwischen dem Drainagevermögen (bzw. R_{vk}) und dem relativen Unterschied zwischen den maximalen Reibbeiwerten der weichen und der harten Laufstreifenmischung besteht kein linearer Zusammenhang. Wie in Abschnitt 6.2.3.1 erläutert, ist die Ausprägung der unterschiedlichen Zonen im Reifen-Fahrbahn-Kontakt bei Nässe relevant dafür, welche Mischungshärte günstiger ist. Die stark divergierenden Größenverhältnisse Groschrad/Textur und Reifen/Textur führen jedoch dazu, dass sich die Zonen am Groschrad anders ausprägen, als dies beim Reifen der Fall ist. Trotz dieser Unterschiede eignet sich das vorgestellte Verfahren zur Analyse und Detektion der Wechselwirkung zwischen Mischungshärte und Fahrbahntextur. Es muss jedoch darauf geachtet werden, dass die Fahrbahnoberflächen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand hinsichtlich ihrer Makrotextur ausreichend hohe Unterschiede aufweisen.

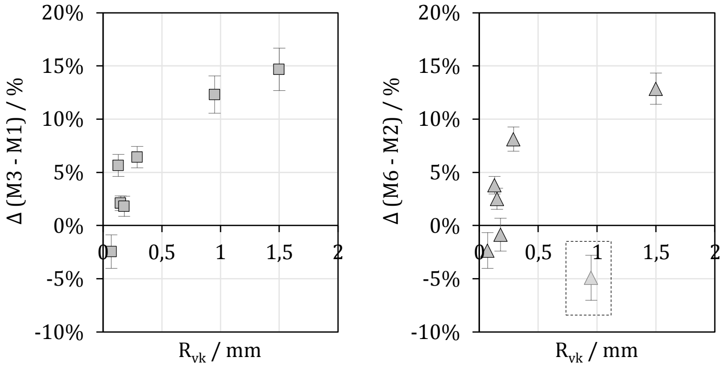


Abbildung 6-13: Einfluss der Mischungshärte auf sieben unterschiedliche Oberflächen. Links: Differenz(*) von Mischung M3 und M1 (hoher Füllgrad). Rechts: Differenz(*) von Mischung M6 und M2 (niedriger Füllgrad). Fehlerbalken nach dem Gauß'schen Fortpflanzungsgesetz ermittelt. (*):Differenz der maximalen Reibbeiwerte der jeweiligen Laufstreifenmischungen bezogen auf die Referenzmischung M1, positive Werte geben an, dass mit der weichen Laufstreifenmischung höhere Kraftbeiwerte erreicht werden.

b) Einfluss der Füllstoffmenge

Die in Abschnitt 6.2 vorgestellten Reifenmessungen lassen zum Einfluss der Füllstoffmenge folgenden Schluss zu: Je höher die Deformationsamplitude, desto stärker wirkt sich der Einfluss des Füllstoffes aus (Payne-Effekt), wobei berücksichtigt werden muss, dass nach Wang und Kutsovsky [Wan08a] der Füllstoff Silica die Wasserverdrängung aus der Mikrotextur begünstigt, nähere Erläuterungen hierzu in Abschnitt 6.2.3.2.

Abbildung 6-14 zeigt die, bezüglich der maximalen Reibbeiwerte, relativen (bezogen auf die Referenzmischung M1) Unterschiede zwischen hoch und niedrig gefüllten Mischungen. Positive Werte geben an, dass mit Mischungen hohen Füllgrades im Vergleich zu Mischungen niedrigen Füllgrades höhere Kraftbeiwerte erreicht werden. Die ermittelten Differenzen sind über die Kernrautiefe R_k aufgetragen, da diese Kenngröße ein Indiz für die Makrotextur sowie die vom Gummi erfahrene Deformationsamplitude ist: Je höher

die Kernrautiefe R_k, desto höher ist die Deformationsamplitude des Gummis.

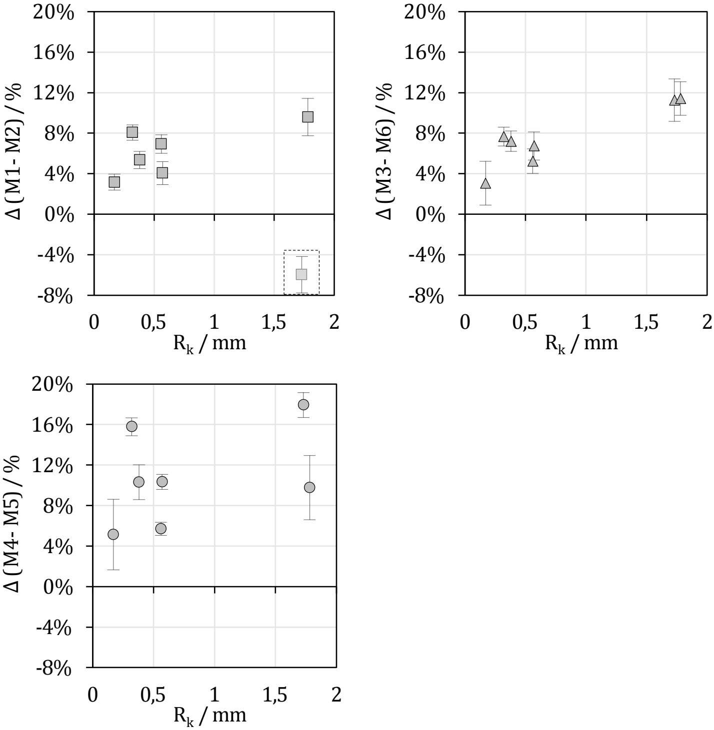


Abbildung 6-14: Einfluss der Füllstoffmenge auf sieben unterschiedliche Oberflächen. Oben links: Differenz(*) von Mischung M1 und M2. Oben rechts: Differenz(*) von Mischung M3 und M6. Unten: Differenz(*) von Mischung M4 und M5. Fehlerbalken nach dem Gauß'schen Fortpflanzungsgesetz ermittelt. (*): Differenz der maximalen Reibbeiwerte der jeweiligen Laufstreifenmischungen bezogen auf die Referenzmischung M1, positive Werte geben an, dass mit der hoch gefüllten Laufstreifenmischung höhere Kraftbeiwerte erreicht werden.

In Abbildung 6-14 oben links ist zu erkennen, dass mit der Laufstreifenmischung M2 auf der Asphalt Rk173-Fahrbahn (gestrichelt eingerahmt) sehr hohe Kraftbeiwerte erreicht wurden (wie bereits bei der Analyse des Einflusses der Mischungshärte festgestellt). Da

die Ursache nicht geklärt, ist wird dieser Datenpunkt bei der weiteren Auswertung nicht berücksichtigt. Bei Betrachtung der Extrempunkte (Korund 80- und Asphalt Rk178-Oberfläche bzw. Werte mit dem niedrigsten und höchsten R_k) bestätigt sich die Hypothese, dass eine höhere Deformationsamplitude zu einem stärkeren Füllstoffeinfluss führt. Wie auch bei der Analyse des Mischungshärteeinflusses ist eine entsprechende Fahrbahnspreizung notwendig, um Wechselwirkungen zu erkennen. Ursache für die bei der Betrachtung aller Fahrbahnen eher gering ausgeprägte Wechselwirkung sind die bereits in Abschnitt 6.2.3.2. genannten gegenläufigen Effekte von Payne (Abhängigkeit des Füllstoffeinflusses von der Deformationsamplitude) und Wang und Kutsovsky [Wan08a] (Einfluss des Füllstoffes auf die Wasserverdrängung).

c) Einfluss der Glasübergangstemperatur

Die in Abschnitt 6.2 vorgestellten Reifenmessungen zeigen, dass bei Nässe auf allen untersuchten Oberflächen Laufstreifenmischungen mit einer hohen Glasübergangstemperatur zu höheren Kraftbeiwerten führen als Mischungen mit niedriger Glasübergangstemperatur. Die unterschiedlich großen Einflüsse der Glasübergangstemperatur bei hoch und niedrig gefüllten Mischungen wurden auf die Anregung im hohen Frequenzbereich und damit die Mikrotextur zurückgeführt: Je höher die Mikrotextur, desto geringer der Einfluss der Glasübergangstemperatur, nähere Erläuterungen in Abschnitt 6.2.3.3.

Abbildung 6-15 zeigt die, bezüglich der maximalen Reibbeiwerte, relativen (bezogen auf die Referenzmischung M1) Unterschiede zwischen Mischungen mit hoher und niedriger Glasübergangstemperatur. Positive Werte geben an, dass mit Mischungen mit hoher Glasübergangstemperatur im Vergleich zu Mischungen mit niedriger Glasübergangstemperatur höhere Kraftbeiwerte erreicht werden. Die Differenzen sind über den mittleren Reibbeiwert μ_{mittel} aufgetragen, der aus den Maximalwerten der für alle Mischungen

berechneten Kennlinien gebildet wird. Der mittlere Reibbeiwert ist ein Indiz für die Mikrotextur. Der bei den Reifenmessungen gezeigte Effekt kann am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand in Kombination mit dem Reifenmodell bestätigt werden: Mit zunehmendem Reibbeiwertniveau und damit größerer Mikrotextur nehmen die Unterschiede zwischen hoher und niedriger Glasübergangstemperatur ab.

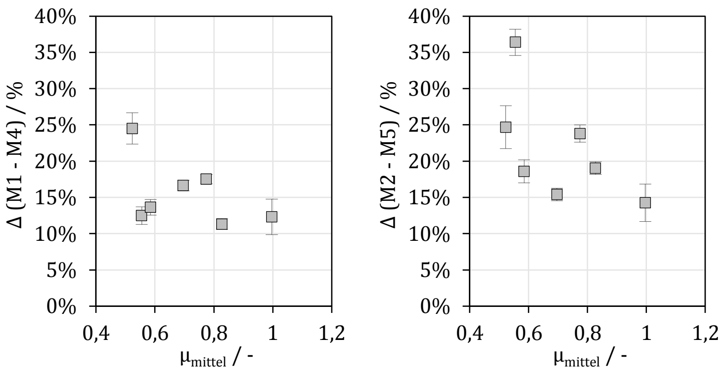


Abbildung 6-15: Einfluss der Glasübergangstemperatur auf sieben unterschiedliche Oberflächen. Links: Differenz(*) von Mischung M1 (hohe Glasübergangstemperatur) und M4 (niedrige Glasübergangstemperatur), hoher Füllstoffgehalt. Rechts: Differenz(*) von Mischung M2 (hohe Glasübergangstemperatur) und M5 (niedrige Glasübergangstemperatur), niedriger Füllstoffgehalt. Ergebnisse über den mittleren maximalen Reibbeiwert aller Mischungen aufgetragen. Fehlerbalken nach dem Gauß'schen Fortpflanzungsgesetz ermittelt. (*):Differenz der maximalen Reibbeiwerte der jeweiligen Laufstreifenmischungen bezogen auf die Referenzmischung M1, positive Werte geben an, dass mit der Laufstreifenmischung mit hoher Glasübergangstemperatur höhere Kraftbeiwerte erreicht werden.

6.3.2.3 Messungen zum Einfluss des Fahrbahnmaterials

Das in Abschnitt 3.3 erläuterte Abdruckverfahren nach Bürckert [Bür12] ermöglicht die Herstellung von Replikaten realer Bohrkerne mit einem Material aus Kunstharz und Korund. Weiter ermöglicht dieses Verfahren die Herstellung artifizieller Texturen, wie zum Beispiel Kugeloberflächen. Im Folgenden sollen die Über-

tragbarkeit der Messungen auf den Kunstharz-Korund-Oberflächen auf die realen Fahrbahnen geprüft und auftretende Abweichungen näher erläutert werden. Weiter soll der Einfluss des Materials auf die Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien von Reifen untersucht werden. Basierend darauf soll eine Aussage zur Einsatzfähigkeit des Abdruckverfahrens für weitere Untersuchungen erfolgen.

Abbildung 6-16 zeigt eine Gegenüberstellung der Ergebnisse für sechs Laufstreifenmischungen auf vier Original-Bohrkernen und deren Kunstharz-Korund-Replikaten. Die Ergebnisse basieren auf Messungen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand in Kombination mit der neuen Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern und dem Reifenmodell.

Die Korrelation der Ergebnisse der Korund 80-Oberfläche und deren Kunstharz-Korund-Replikat in Abbildung 6-16 zeigt mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,19 keinen Zusammenhang zwischen den auf beiden Oberflächen ermittelten Kraftbeiwerten. Auf diesen Oberflächen ist der geringe Korrelationskoeffizient im Wesentlichen auf die Umkehrung des Härteeinflusses der Mischung zurückzuführen sowie auf den sehr geringen maximalen Kraftbeiwert der Laufstreifenmischung M2 (hart, hoher Füllstoffgehalt, niedrige Glasübergangstemperatur). Messungen auf der Korund 80-Oberfläche am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand, wie auch beim Reifen, zeigen einen höheren Reibbeiwert für die härtere Mischung (M1 höher als M3, M2 höher als M6). Auf dem Replikat der Korund 80-Oberfläche kehrt sich dieser Einfluss um, hier führt die weiche Mischung stets zu höheren Reibbeiwerten. Kontaktwinkelmessungen von Bürckert [Bür15] ergeben auf der texturierten Korund 80-Oberfläche ähnliche Kontaktwinkel wie auf einer glatten Kunstharz-Korund-Oberfläche (jeweils circa 70 °), sodass davon auszugehen ist, dass die Unterschiede in den Materialeigenschaften der beiden Oberflächen nicht ausschließlich durch den Kontaktwinkel beschrieben werden können.

Die Korrelationen der Ergebnisse auf den Beton Rk032-, Asphalt Rk038- und Asphalt Rk056-Bohrkernen mit deren zugehörigen Ergebnissen auf den Replikaten ergeben Bestimmtheitsmaße zwischen 0,67 und 0,96. Die Kontaktwinkel der Kunstharz-Korund-Oberflächen (circa 70 ° - glatte Oberfläche) sind deutlich höher als die Kontaktwinkel der Original-Bohrkerne (Kontaktwinkel der Steine im Fahrbahnbelag liegen zwischen circa 40 ° und 60 °) [Bür15].

Die Korrelation der Ergebnisse der Beton Rk032-Fahrbahn mit den Ergebnissen des zugehörigen Kunstharz-Korund-Replikats mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,67 zeigt, dass die Unterschiede zwischen der weichen und der harten Mischung auf der Kunstharz-Korund-Oberfläche größer sind (zu Gunsten der weichen Mischungen). Dies ist auf die im Vergleich zum Original-Bohrkern schlechtere Benetzbarkeit der Kunstharz-Korund-Oberfläche zurückzuführen. Die schlechtere Benetzbarkeit begünstigt die Wasserverdrängung, die nach dem 3-Zonen-Modell von Moore zu einer längeren Kontaktzone führt und damit günstiger für die weiche im Vergleich zur harten Laufstreifenmischung ist, vgl. Abschnitt 6.2.3.1.

Tendenziell nehmen die Bestimmtheitsmaße und damit die Übertragbarkeiten zwischen den unterschiedlichen Oberflächenmaterialien mit zunehmender Makrotextur zu, so erreicht das Bestimmtheitsmaß der Korrelation der Ergebnisse der Asphalt Rk038-Fahrbahn mit den Ergebnissen des zugehörigen Replikats einen Wert von 0,81. Die Korrelation der Ergebnisse der Asphalt Rk056-Fahrbahn (größte Makrotextur) mit den Ergebnissen seines Replikats besitzt ein Bestimmtheitsmaß von 0,96, in diesem Fall werden alle Mischungseinflüsse unabhängig vom Fahrbahnmaterial gleichermaßen aufgelöst. Eine mögliche Ursache dafür ist die durch die hohe Makrotextur ohnehin bereits gute Wasserverdrängung, die durch veränderte Kontaktwinkel nur in geringem Maße verändert wird.

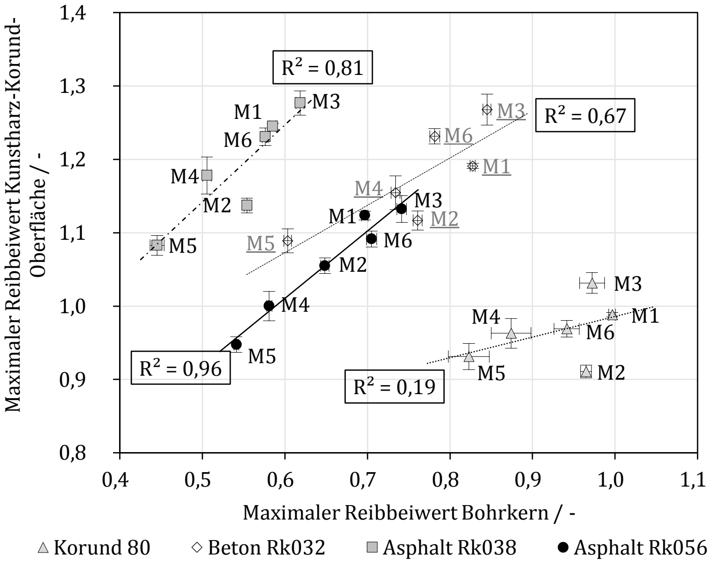


Abbildung 6-16: Korrelation der Ergebnisse des Griffigkeits- und Abriebsprüfstandes (Messungen in Kombination mit dem Modell zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern) der Original-Fahrbahnen und deren Kunstharz-Korund-Replikaten.

Die hier gezeigten Rangordnungsumkehrungen der Mischungen, hervorgerufen durch die veränderte Benetzungsfähigkeit, ergeben auch die Untersuchungen von Clamroth und Heidemann [Cla67] (Veränderung der Benetzung durch Zugabe von Tensiden in das Zwischenmedium Wasser).

Bei Betrachtung der Parameter der Optimierungsergebnisse für die Bestimmung der Reibbeiwert-Kennfelder, zeigt sich, dass auf allen Kunstharz-Korund-Replikaten die Unterschiede der maximalen Reibbeiwerte μ_{max} aus dem Reibgesetz für unterschiedliche Fahrbahngeschwindigkeiten deutlich höher sind als bei den Original-Bohrkernen (vgl. Tabelle C-10 mit Tabelle C-12, Tabelle C-11 mit Tabelle C-13, Tabelle C-15 mit Tabelle C-16, Tabelle C-17 mit Tabelle C-18). Weiter ist auf den Kunstharz-Korund-Replikaten im Vergleich zu den Original-Oberflächen eine höhere Abhängigkeit des Reibbeiwertes von der Gleitgeschwindigkeit festzustellen, was

einen mit zunehmendem Schlupf stärkeren Abfall der erhaltenen Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien zur Folge hat (vgl. Abbildung 6-17). Die Unterschiede können auf materialabhängige bzw. von der Benetzbarkeit der Oberfläche abhängige Phänomene im Groschrad-Fahrbahn-Kontakt zurückgeführt werden. Eine mögliche Ursache ist eine durch die Benetzbarkeit veränderte Hydrodynamik im Kontakt. Die Diskrepanz der erhaltenen Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien sind ein Hinweis darauf, dass die Ergebnisse der Kunstharz-Korund-Oberflächen nicht ohne weitere Grundsatzuntersuchungen zum Materialeinfluss Verwendung finden sollten. Untersuchungsergebnisse mit unterschiedlichen Tensidkonzentrationen von Bürckert [Bür19] zeigen bei höheren Kontaktwinkeln (Wasser ohne Tenside) ebenfalls einen stärkeren Abfall des Reibbeiwertes mit steigendem Schräglaufwinkel als bei niedrigeren Kontaktwinkeln, was die hier vorliegenden Ergebnisse bestätigt.

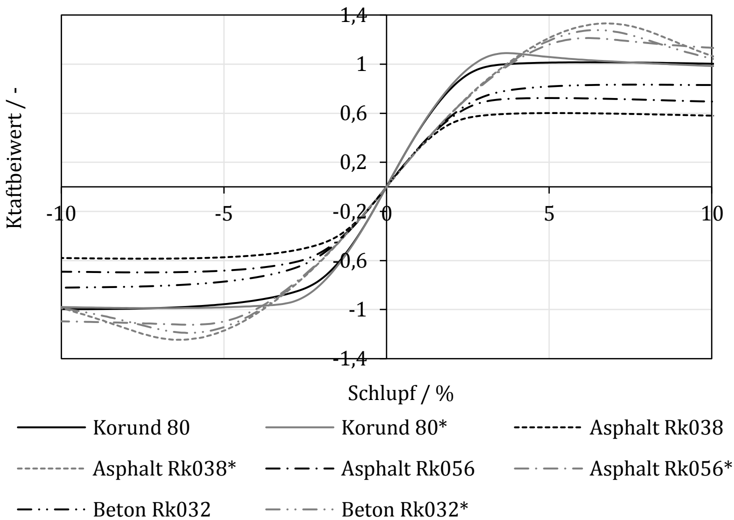


Abbildung 6-17: Mit dem Reifen-Bürstenmodell in Kombination mit der neuen Methode zur Bestimmung von Reibbeiwert-Kennfeldern berechnete Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinien für vier originale Fahrbahnen und deren Kunstharz-Korund-Replikat (*), Laufstreifenmischung M1.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Bei der Entwicklung von Laufstreifenmischungen stehen ein geringer Rollwiderstand, ein geringer Reifenverschleiß und eine hohe Kraftübertragung bei Nässe im Zielkonflikt. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Wechselwirkungen zwischen unterschiedlichen Laufstreifenmischungen und verschiedenen Fahrbahntexturen untersucht und weitere hierdurch entstehende Zielkonflikte hinsichtlich der Kraftübertragung bei Nässe identifiziert.

Für die im Rahmen dieser Arbeit angestellten Untersuchungen wurden Messungen an einem Reifen-Innentrommelprüfstand bei trockenen und nassen Fahrbahnbedingungen mit sechs unterschiedlichen Laufstreifenmischungen auf drei hinsichtlich Mikro- und Makrotextur unterschiedlichen Oberflächen durchgeführt. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass im Vergleich zu Trockenmessungen vor allem bei Nässe starke Wechselwirkungen zwischen Laufstreifenmischung und Fahrbahntextur auftreten und sich Mischungseinflüsse umkehren können. Da für eine detaillierte Analyse der auftretenden Phänomene am Reifen weitere Fahrbahnoberflächen notwendig sind, dies jedoch am Reifenprüfstand zeit- und kostenintensiv ist, wurde eine Methode entwickelt, die es ermöglicht, den Einfluss der Fahrbahntextur auf das Kraftübertragungspotential von Reifen durch Groschradmessungen abzuschätzen. Hierzu wurde ein analytisches Reifenmodell entwickelt, mit dessen Hilfe eine Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Kennlinie berechnet werden kann. Eine wichtige Eingangsgröße für ein solches Modell stellt das verwendete Reibbeiwert-Kennfeld dar, das die Reibcharakteristik des Gummis auf der zu untersuchenden Oberfläche beschreibt.

Klassischerweise werden solche Kennfelder mit Gleitkörpern ermittelt. Da diese jedoch den Nachteil haben, dass sie hinsichtlich Kontaktzeit, Temperaturentwicklung und hydrodynamischer Effekte unrealistische Bedingungen abbilden, wurde auf Groschradmessungen zurückgegriffen. Um die notwendige Reibcharakteristik für das Reifenmodell aus den Groschradmessungen zu erhalten, wurde ebenfalls ein analytisches Modell für das Groschrad erstellt, dessen Eingangsparameter, wie auch beim Reifenmodell, die Reibcharakteristik ist. Da über die Groschrad-Messung die Ausgabegröße des Modells bekannt ist, nicht jedoch die Eingangsgröße (Reibbeiwert-Kennfeld), wurde diese über eine Optimierung bestimmt. Ziel der Optimierung ist es, die Parameter eines Reibgesetzes zu bestimmen, wobei die Differenz zwischen gemessener und berechneter Kennlinie der Groschrad-Messungen minimiert wird. Diese neue Methode ermöglicht nun die Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern unter realistischeren Bedingungen. Weiter kann der Einfluss der Fahrbahntextur und der Laufstreifenmischung auf das Kraftübertragungsverhalten abgeschätzt werden. Der Vergleich der maximalen Kraftbeiwerte aus Reifenmessungen mit maximalen Kraftbeiwerten aus der vorgestellten Methode zeigt, dass bei der Wahl von zwei sehr unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand die am Reifen auftretenden Wechselwirkungen in ihrer Tendenz ermittelt werden können.

Untersuchungen zum Einfluss des Fahrbahnmaterials (unterschiedliche chemische Zusammensetzung) auf das Kraftübertragungsverhalten (bei gleicher Makrotextur) zeigten eine deutliche Veränderung der erhaltenen Umfangskraftbeiwert-Schlupf-Charakteristik. Die Ergebnisse verdeutlichen, dass reale Fahrbahnmaterialien eingesetzt werden müssen, um bei Untersuchungen zum Mischungs- oder Textureinfluss valide Ergebnisse zu erhalten.

Die entwickelte Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern in Kombination mit dem vorgestellten Reifenmodell eignet

sich sehr gut zur Analyse unterschiedlicher Mischungen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand und ermöglicht eine Abschätzung des Kraftübertragungspotentials von Laufstreifenmischungen auf unterschiedlichen Fahrbahnbelägen.

7.2 Ausblick

Das in dieser Arbeit eingesetzte Reifenmodell kann an unterschiedlichen Stellen erweitert werden. Durch die Berücksichtigung der Dämpfung und damit des Einflusses der Geschwindigkeit auf die Pressungsverteilung könnten die realen Bedingungen noch besser abgebildet werden, wobei dies weitere Materialparameter oder spezifische Messungen erfordert. Weiter könnte der Einfluss der Brems- bzw. Antriebsmomente auf die Pressungsverteilung in das Modell integriert werden. Es sollte jedoch darauf geachtet werden, dass die Komplexität des Modells nicht zu stark erhöht wird. Um vor allem bei Nässe die Reifen-Fahrbahn-Kontaktbedingungen genauer abbilden zu können, ist es notwendig, die Hydrodynamik abzubilden. Das würde auch die Bestimmung der unterschiedlichen Längen der Zonen im 3-Zonen-Modell nach Moore erlauben. Für die unterschiedlichen Zonen könnten anschließend gesonderte Reibgesetze implementiert werden, wodurch noch genauere Ergebnisse zu erwarten sind.

Das für den Griffigkeits- und Abriebsprüfstand entwickelte Groschradmodell kann ebenfalls erweitert werden, wodurch eine präzisere Ermittlung der erhaltenen Reibbeiwert-Kennfelder erzielt werden könnte. Ein wichtiger Ansatzpunkt ist auch hier die Berücksichtigung hydrodynamischer Effekte.

Um die im Rahmen dieser Arbeit aufgestellten Erklärungsansätze zur Wechselwirkung zu bestätigen und zu erweitern, würden sich Untersuchungen auf einer makroglatten Korund 80-Oberfläche so-

wie einer sehr makrorauen Asphalt-Oberfläche mit mehreren systematisch variierten Laufstreifenmischungen eignen. Hierzu kann das Reifenmodell in Kombination mit der neuen Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern eingesetzt werden. Da diese Vorgehensweise keinen vollständigen prototypischen Reifen erfordert, können bei der Laufstreifenentwicklung Zeit und Kosten eingespart werden.

A Nomenklatur

Formel-zeichen	Größe	Einheit
A	Steigungsfaktor (Pressungsverteilung)	-
A	Fläche	mm^2
A_{KS}	Fläche Kreissegment	mm^2
A_{rel}	Relative Kontaktfläche (Wert zwischen 0 und 1)	-
b_{eff}	Effektive Breite der Aufstandsfläche (Reifen) unter Berücksichtigung des Profilnegativanteils	mm
b_{GAT}	Breite der Aufstandsfläche (Groschrad)	mm
B_I, B_{II}, B_{III}	Breite der Monomfunktion bzw. Breite der längs-orientierten Profilblöcke	mm
b_{max}	Maximale Breite der Aufstandsfläche (Reifen)	mm
E^*	Komplexer E-Modul	MPa
E'	Speichermodul	MPa
E''	Verlustmodul	MPa
F_D	Dämpferkraft	N
F_F	Federkraft	N
f_{quer}	Faktor zur Berücksichtigung des Profilnegativanteils in Querrichtung (Reifen)	-
$F_{y,GR}$	Querkraft (Groschrad)	N
F_z	Radlast	N
G^*	Komplexer Schermodul	MPa
G'	Schermodul	MPa
h	Höhe eines Profilblocks (Reifen)	mm
h	Faktor für Reibgesetz nach Savkoor	-
I_x	Flächenträgheitsmoment 2. Grades um die x-Achse	mm^4
I_y	Flächenträgheitsmoment 2. Grades um die y-Achse	mm^4
K_k	Faktor für Konturschlupf	-

Formel-zeichen	Größe	Einheit
k_{QG}	Bürstensteifigkeit in Querrichtung (Groschrad)	N/mm
k_{VG}	Vertikale Bürstensteifigkeit (Groschrad)	N/mm
k_x	Bürstensteifigkeit in Längsrichtung (Reifen)	N/mm^3
$k_{x,emp}$	Empirisch ermittelte Schlupfsteifigkeit (Reifen)	-
$k_{x/y}$	Steifigkeit in x – bzw. y-Richtung (Reifen)	N/mm^3
k_y	Bürstensteifigkeit in Querrichtung (Reifen)	N/mm^3
k_τ	Faktor zur Reduzierung der Schubspannungen am freirollenden Rad im Vergleich zum stehenden Rad	-
l	Länge der Aufstandsfläche (Reifen)	mm
l_E	Länge der Aufstandsfläche auf der Ebene (Reifen)	mm
l_{eff}	Effektive Länge der Aufstandsfläche unter Berück-sichtigung des Profilnegativanteils (Reifen)	mm
l_{GAT}	Länge der Aufstandsfläche (Groschrad)	mm
l_h	Haftlänge bzw. Quasi-Haftlänge (Reifen)	mm
l_T	Länge der Aufstandsfläche auf der Trommel (Rei-fen)	mm
M_{r1}, M_{r2}	Materialanteil	%
n	Anzahl Werte	-
p_{press}	Mittlerer Flächendruck	MPa
p_z	Pressung	MPa
q_1, q_2	Monomexponent	-
q_{II}	Monomexponent	-
r_1	Radius der Reifenkontur in Reifenmitte	mm
r_2	Radius der Reifenkontur Querposition	mm
r_{dyn}	Dynamischer Rollhalbmesser (Reifen)	mm
r_G	Radius Groschrad	mm
r_{geo}	Geometrischer Reifenradius im unbelasteten Zu-stand	mm
R_k	Kernrautiefe	mm
r_{kon}	Konturradius (Reifen)	mm
r_l	Über die Reifenbreite linear veränderlicher Radius	mm
r_M	Abrollradius des Groschrades auf der Fahrbahn	mm
r_{mittel}	Mittlerer Reifenradius	mm

Formel-zeichen	**Größe**	**Einheit**
RMSE%	Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme bezogen auf die Wurzel der mittleren Quadratsumme der Messwerte	-
R_{pk}	Reduzierte Spitzenhöhe	mm
r_T	Trommelradius	mm
R_{vk}	Reduzierte Riefentiefe	mm
s	Schlupf	-
s_k	Konturschlupf	-
t	Zeit	s
T_g	Glasübergangstemperatur	°C / K
t_{gl}	Kontaktzeit in der Gleitzone	s
V_{def}	Deformiertes Volumen	mm^3
V_{Fzg}	Fahrzeuggeschwindigkeit	m/s
v_{gl}	Gleitgeschwindigkeit	m/s
$v_{gl,max}$	Maximale Gleitgeschwindigkeit	m/s
$v_{gl,mittel}$	Mittlere Gleitgeschwindigkeit	m/s
v_M	Fahrgeschwindigkeit im Aufstandspunkt des Groschrads	m/s
v_{quer}	Gleitgeschwindigkeit bzw. Geschwindigkeitskomponente quer zum Groschrad	m/s
V_{Rad}	Radumfangsgeschwindigkeit (Reifen)	m/s
x_E	Laufkoordinate x auf der Ebenen (Reifen)	mm
$\vec{V}_{P_\xi}$	Vektor zum Punkt P_ξ	-
$\vec{V}_{EP_\xi}$	Vektor vom Einlaufpunkt zum Punkt P_ξ	-
$\vec{V}_E$	Vektor zum Einlaufpunkt E	-
x_{gl}	Gleitweg	mm
x_T	Laufkoordinate x auf der Trommel (Reifen)	mm
$\hat{y}$ / y	Messwerte / Vorhersagewerte (Modell)	-
$z_{E/T}$	Einfederung auf der Ebene bzw. auf der Innentrommel	mm
z_G	Vertikale Einfederung (Groschrad)	mm
z_l	Reifenkontur (z-Koordinate) in Querrichtung bei Beschreibung des Konturradius über einen linear veränderlichen Radius.	mm

Formel-zeichen	Größe	Einheit
α	Schräglaufwinkel	°
α_i	Regressionskoeffizienten	-
β_i	Regressionskoeffizienten	-
Δz_E	Reifeneinfederung auf der Ebene	mm
$\Delta z_{E,T}$	Differenz zwischen der Reifeneinfederung auf der Ebene und der Innentrommel	mm
Δz_T	Reifeneinfederung auf der Innentrommel	mm
γ_i	Regressionskoeffizienten	-
δ	Verlustwinkel	°
$\delta_{x/y}$	Profilblockdeformation in x – bzw. y-Richtung	mm
ε	Deformation	mm
η	Koordinate entlang der Groschrad-Hauptebene	mm
Θ	Kontaktwinkel	°
κ	Aufstandsflächenkontur (Reifen)	mm
κ_{st}	Stückweise definierte Aufstandsflächenkontur (Reifen)	mm
λ	Wellenlänge	mm
μ	Reibbeiwert	-
μ_0	Gleitbeiwert	-
μ_{max}	Maximaler Reibbeiwert	-
μ_{mes}	Gemessene Reibbeiwert	-
μ_{sim}	Simulierter Reibbeiwert	-
μ_x	Longitudinaler Reibbeiwert	-
ν	Poisson Zahl	-
ξ	Koordinate quer zur Groschrad-Hauptebene	mm
ξ_{crit}	Position an der am Groschrad die maximal übertragbaren Schubspannungen überschritten werden	mm
σ	Spannung	MPa
$\tau_{xE/T,fr}$ bzw. $\tau_{yE/T,fr}$	Schubspannungen in x- bzw in y-Richtung auf der Ebenen bzw. Innentrommel am freirollenden Rad (Reifen)	MPa
$\tau_{xE/T,ges}$	Gesamte Schubspannungen in x-Richtung	MPa
$\tau_{xE/T,st}$ bzw. $\tau_{yE/T,st}$	Schubspannungen in x- bzw in y-Richtung auf der Ebenen bzw. Innentrommel am stehenden Rad (Reifen)	MPa

Formel-zeichen	**Größe**	**Einheit**
$\tau_{xE/T,th}$	Theoretisch resultierenden Schubspannungen in x-Richtung für den Fall, dass vollständiges Haften vorliegt	MPa
ϕ	Mittelpunktswinkel des Kreissegmentes	°
ω	Drehwinkelgeschwindigkeit	1/s

B Literaturverzeichnis

[Aha12] AHAMMED, M. A.; TIGHE, S. L.: Asphalt pavements surface texture and skid resistance - exploring the reality. In: Canadian Journal of Civil Engineering, 2012, 39 (1), S. 1–9.

[Ami00] AMINO, N.; UCHIYAMA, Y.: Relationships Between the Friction and Viscoelastic Properties of Rubber. In: Tire Science and Technology, 2000, 28 (3), S. 178–195.

[Amm04] AMMON, D.; GNADLER, R.; MÄCKLE, G.; UNRAU, H.-J.: Ermittlung der Reibwerte von Gummistollen zur genauen Parametrierung von Reifenmodellen. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 2004, 106 (7-8), S. 694–701.

[AST14] ASTM F2493-14: Specification for P225/60R16 97S Radial Standard Reference Test Tire. ASTM International, West Conshohocken, PA, 2014.

[AST15] ASTM E1844-08: Standard Specification for A Size 10 4-5 Smooth-Tread Friction Test Tire. ASTM International, West Conshohocken, PA, 2015.

[Aug97] AUGUSTIN, M.; UNRAU, H.-J.: TIME - Analysis of parameter influences on tyre-test results (Workpackage No. 2). Universität Karlsruhe (TH), Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, 1997.

[Bac96] BACHMANN, T.: Literaturrecherche zum Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn. Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TH Darmstadt. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 286, VDI Verlag, Düsseldorf, 1996.

[Bac99] BACHMANN, T.: Wechselwirkungen im Reibungsprozess zwischen Reifen und Fahrbahn. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Tagung Hannover, Oktober 1999, VDI Berichte, Nr. 1494, S. 23–51.

[Bar15] BARROIS, T.: Experimentelle Ermittlung der tatsächlichen Pressungsverteilung von Reifen auf unterschiedlichen Fahrbahntexturen, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2015.

[Bas65] BASSI, A. C.: Measurements of Friction of Elastomers by the Skid Resistance Tester. In: Rubber Chemistry and Technology, 1965, 38 (1), S. 112–122.

[Blu03] BLUME, H.; HEIMANN, B.; LINDNER, M.; VOLK, H.: Friction measurement on road surfaces. In: Kautschuk Gummi Kunststoffe, 2003, 56 (12), S. 677–681.

[Bon07] BONGAERTS, J.H.H.; FOURTOUNI, K.; STOKES, J. R.: Soft-Tribology: Lubrication in a compliant PDMS-PDMS contact. In: Tribology International, 2007, 40 (10-12), S. 1531–1542.

[Boo74] BOONSTRA, B. B.: Traction-Abrasion Relationships of Tread Compounds Containing New Reinforcing Blacks. In: Tire Science and Technology, 1974, 2 (4), S. 312–329.

[Bou05] BOUZID, N.; HEIMANN, B.; TRABELSI, A.: Empirische Modellierung des Reibbeiwertes für das Grosch-Rad-Fahrbahn-System. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Tagung Hannover, Oktober 2005, VDI-Berichte, Nr. 1912, S. 291–307.

[Bou08] BOUZID, N.; HEIMANN, B.: Friction of Rubber Wheels on Wet Asphalt Surfaces. In: Engineering Systems Design

and Analysis. 9th Biennial ASME Conference, Haifa, July 2008, S. 535–540.

[Bou10] BOUZID, N.; HEIMANN, B.: Micro Texture Characterization and Prognosis of the Maximum Traction between Grosch Wheel and Asphalt Surfaces under Wet Conditions. In (Besdo, D. et al. Hrsg.): Elastomere Friction. Springer, Berlin, Heidelberg, 2010, S. 201–220.

[Bri02] BRINKE, J. W.: Silica Reinforced Tyre Rubbers. Dissertation, University of Twente, Twente Univ. Press, Enschede, 2002.

[Bro06] BROWN, R.: Physical Testing of Rubber. Springer, New York, 2006.

[Bul62] BULGIN, D.; WALTERS, M. H.; HUBBARD, G. D.: Road and Laboratory Studies of Friction of Elastomers. In: Proceedings of the 4th Rubber Technology Conference, London, 1962, 5 (4), S. 173–188.

[Bür11] BÜRCKERT, M.; GREINER, M.; FREUND, A.; GAUTERIN, F.: Einfluss der Fahrbahngrobtextur auf die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Griffigkeit nasser Fahrbahnen. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Tagung Hannover, Oktober 2011, VDI-Berichte, Nr. 2137, S. 205–230.

[Bür12] BÜRCKERT, M.; GAUTERIN, F.; UNRAU, H.-J.: Untersuchung des Einflusses der Grobtextur auf Messergebnisse mit dem SKM-Messverfahren. Bericht der Bundesanstalt für Straßenwesen. Wirtschaftsverlag NW, Verlag für Neue Wissenschaft, Bremerhaven, 2012.

[Bür15] BÜRCKERT, M.: Gemessene Oberflächenenergieen unterschiedlicher Materialien, persönliche Mitteilung, 2015.

[Bür19] BÜRCKERT, M.: Realitätsnahe Bewertung des Einflusses der Oberflächenspannung flüssiger Zwischenmedien

auf den maximalen Reibschluss zwischen Reifen und Fahrbahn. KIT Scientific Publishing. Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2019.

[Che17] CHEN, S.: Untersuchung realer Kontaktdruckmessungen von Gummi auf unterschiedlichen Fahrbahntexturen, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2017.

[Cla67] CLAMROTH, R.; HEIDEMANN, W.: Messung des Reibungskoeffizienten von Laufflächen-Qualitäten bei rollender und gleitender Beanspruchung. In: Kautschuk Gummi Kunststoffe, 1967, 20 (6), S. 336–345.

[Con16a] Continental AG: Contidrom, Daten & Fakten. http://www.continental-corporation.com/www/portal_com_de/allgemein/business_services/teststrecken_contidrom_de.html, 17.11.2015.

[Con16b] Continental AG: Vollautomatische, wetterunabhängige Reifentestanlage (AIBA). http://www.continental-corporation.com/www/iaa_com_de/general/iaa_2013_de/highlights_de/vision_2025_de.html?page=4, 13.05.2016.

[Deu09a] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN SPEC 1147; Oberflächeneigenschaften von Straßen und Flugplätzen – Teil 7: Verfahren zur Bestimmung der Griffigkeit von Fahrbahndecken durch Verwendung eines Geräts mit festem Schlupfverhältnis in Längsrichtung (LFCG): der Grip Tester®, 2009.

[Deu09b] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 13036-1; Oberflächeneigenschaften von Straßen und Flugplät-

zen – Prüfverfahren - Teil 1: Messung der Makrotexturtiefe der Fahrbahnoberfläche mit Hilfe eines volumetrischen Verfahrens, 2009.

[Deu97] Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN ISO 13565-2; Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften - Teil 2: Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve (ISO 13565-2:1996), 1997.

[DIN09] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN EN 13036-4; Oberflächeneigenschaften von Straßen und Flugplätzen – Prüfverfahren –Teil 4: Verfahren zur Messung der Griffigkeit von Oberflächen - Der Pendeltest, 2009.

[Dor02] DORSCH, V.; BECKER, A.; VOSSEN, L.: Enhanced rubber friction model for finite element simulations of rolling tyres. In: Plastics, Rubber and Composites, 2002, 31 (10), S. 458–464.

[Dör10] DÖRRIE, H.; SCHRÖDER, C.; WIES, B.: Winter Tires. Operating Conditions, Tire Characteristics and Vehicle Driving Behavior. In: Tire Science and Technology, 2010, 38 (2), S. 119–136.

[Dou09] DOUGLAS, R. A.; WERKMEISTER, S.; GRIBBLE, M.: Tyre/road contact stresses measured and modelled in three coordinate directions. New Zealand Transport Agency Research Report 384, Wellington, 2009.

[Eic91] EICHHORN, U.; ROTH, J.: Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn - Einflußgrößen und Erkennung. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Tagung Hannover, Oktober 1991, VDI-Berichte, Nr. 916, S. 169–183.

[Eic94] EICHHORN, U.: Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn - Einflussgrößen und Erkennung. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 222, 1994.

[Ein11] EINSLE, S.: Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern. Dissertation, Technische Universität Dresden, TUDpress, Dresden, 2011.

[Ess97] ESSERS, U.; WOHANKA, U.: Ermittlung von Pkw-Reifenkennfeldern auf realen und definiert angenäßten Fahrbahnen. Forschung Straßenbau und Straßenverkehrstechnik, Heft 740, 1997.

[Fer09] FERHADBEGOVIĆ, B.: Entwicklung und Applikation eines instationären Reifenmodells zur Fahrdynamiksimulation von Ackerschleppern. Dissertation, Universität Stuttgart, Forschungsbericht VDI-MEG, Nr. 475, Shaker, Aachen, 2009.

[Fis00] FISCHLEIN, H.: Untersuchung des Fahrbahnoberflächeneinflusses auf das Kraftschlussverhalten von Pkw-Reifen. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 414, VDI Verlag, Düsseldorf, 2000.

[Fre78] FREAKLEY, P.K.; PAYNE, A.R.: Theory and Practice of Engineering with Rubber. Applied Science Publishers, London, 1978.

[Frö05] FRÖHLICH, J.; NIEDERMEIER, W.; LUGINSLAND, H.-D.: The effect of filler–filler and filler–elastomer interaction on rubber reinforcement. In: Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 2005, 36 (4), S. 449–460.

[Gäb08] GÄBEL, G.; MOLDENHAUER, P.; KRÖGER, M.: Lokale Effekte zwischen Reifen und Fahrbahn. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 2008, 110 (6), S. 562–567.

[Gäb09] GÄBEL, G. S.: Beobachtung und Modellierung lokaler Phänomene im Reifen-Fahrbahn-Kontakt. PZH Produktionstechnisches Zentrum Hannover. Berichte aus dem IDS Band 5/2009, Garbsen, 2009.

[Gäf05] GÄFVERT, M.; SVENDENIUS, J.: A novel semi-empirical tyre model for combined slips. In: Vehicle System Dynamics, 2005, 43 (5), S. 351–384.

[Gen06] GENT, A. N.; WALTER, J. D.: The Pneumatic Tire. U.S. Department of Transportation, National Highway Traffic Safety Administration, 2006.

[Gen67] GENGENBACH, W.: Das Verhalten von Kraftfahrzeugreifen auf trockener und insbesondere nasser Fahrbahn. Dissertation, Universität Karlsruhe, 1967.

[Gen68] GENGENBACH, W.: Experimentelle Untersuchung von Reifen auf nasser Fahrbahn. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 1968, 70 (8), S. 83-89, S. 288-293, S. 310-316.

[Gen70] GENGENBACH, W.: Der Einfluß des Fahrbahnbelags, der Geschwindigkeit und der Profiltiefe von Reifen auf den Kraftschluß bei Nässe. In: Automobil-Industrie, 1970, 4 (70), S. 69–73.

[Ger75] GERRESHEIM, M.: Experimenteller und theoretischer Beitrag zu Fragen des Reifenverhaltens. Dissertation, Technische Universität München, 1975.

[Gey71] GEYER, W.: Beitrag zur Gummireibung auf trockenen und insbesondere nassen Oberflächen. Dissertation, Technische Universität München, 1971.

[Gey72] GEYER, W.: Der Einfluß geometrischer Reibflächen-Rauhigkeitsformen auf das trockene und nasse Reibverhalten von Gummi. In: Automobil-Industrie, 1972, 2 (72), S. 41–45.

[Gil62] GILES, C. G.; SABEY, B. E.; CARDEW, K. F.: Development and Performance of the Portable Skid-Resistance Tester. In: Symposium on Skid Resistance, Special Technical Publication, Philadelphia, 1962 (326), S. 50–74.

[Gil65] GILES, C. G.; SABEY, B. E.; CARDEW, K. F.: Development and Performance of the Portable Skid-Resistance Tester. In: Rubber Chemistry and Technology, 1965, 38 (4), S. 840–862.

[Gna16] GNADLER, R.: Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen I. Skriptum zur Vorlesung, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2016.

[Gna95] GNADLER, R.; UNRAU, H.-J.; FISCHLEIN, H.; FREY, M.: Ermittlung von μ-Schlupf-Kurven an PKW-Reifen. FAT-Schriftenreihe Nr. 119, 1995.

[Gro13] GROLLIUS, S.: Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. Dissertation, Karlsuher Institut für Technologie, KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2013.

[Gro63] GROSCH, K. A.: The Relation between the Friction and Viscoelastic Properties of Rubber. In: Rubber Chemistry and Technology, 1963, 37 (2), S. 386–403.

[Gro68] GROSCH, K. A.; MAYCOCK, G.: Influence of Test Conditions on Wet Skid Resistance of Tire Tread Compounds. In: Rubber Chemistry and Technology, 1968, 41 (2), S. 477–494.

[Gün92] GÜNTER, F.: Das Kraftschlussverhalten von PKW-Reifen auf trockener und nasser Fahrbahn. In: Periodica Polytechnica Transportation Engineering, 1992, 20 (2), S. 181–200.

[Guo07] GUO, K.; LU, D.: UniTire: unified tire model for vehicle dynamic simulation. In: Vehicle System Dynamics, 2007, 45 (sup1), S. 79–99.

[Guo99] GUO, K.; REN, L.: A Unified Semi-Empirical Tire Model with HigherAccuracy and Less Parameters. SAE Technical Paper 1999-01-0785, 1999.

[Gut10] GUTZEIT, F.; KRÖGER, M.: Experimental and Theoretical Investigations on the Dynamic Contact Behavior of Rolling Rubber Wheels. In (Besdo, D. et al. Hrsg.): Elastomere Friction: Theory, Experiment and Simulation. Springer, Berlin [u.a.], 2010, S. 221–249.

[Har09] HARTWEG, C.; HÜSEMANN, T.; BACHMANN, C.: Entwicklung von Prüfstandstechnik zur Erfassung von verschiedenen Reifen-Fahrbahn-Reibwerten. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. VDI-Tagung, Hannover, Oktober 2009, VDI-Berichte, Nr. 2086, S. 165–178.

[Har91] HARTMANN, B.: Bremsen auf nassen Fahrbahnen. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Tagung Hannover, Oktober 1991, VDI-Berichte, Nr. 916, S. 185–215.

[Hei16] HEINEMANN, J.: Ermittlung von Reibkennfeldern an einem Griffigkeits- und Abriebprüfstandes auf Basis von Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kurven, Masterarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2016.

[Hei08] HEINRICH, G.; KLÜPPEL, M.: Rubber friction, tread deformation and tire traction. In: Wear, 2008, 265 (7-8), S. 1052–1060.

[Hei92] HEINRICH, G.: The dynamics of tire tread compounds and their relationship to wet skid behavior. In (Wartewig, S.; Helmis, G. Hrsg.): Physics of Polymer Networks. Progress in Colloid & Polymer Science, vol 90. Steinkopff, Darmstadt, 1992, S. 16–26.

[Hei97] HEINRICH, G.: Hysteresis Friction of Sliding Rubbers on Rough and Fractal Surfaces. In: Rubber Chemistry and Technology, 1997, 70 (1), S. 1–14.

[Hol05] HOLTSCHULZE, J.; GOERTZ, H.; HÜSEMANN, T.: A simplified tyre model for intelligent tyres. In: Vehicle System Dynamics, 2005, 43 (sup1), S. 305–316.

[Hue01] HUEMER, T.; LIU, W. N.; EBERHARDSTEINER, J.; MANG, H. A.; MESCHKE, G.: Sliding Behavior of Rubber on Snow and Concrete Surfaces. In: Kautschuk Gummi Kunststoffe, 2001, 54 (9), S. 458–462.

[Hui12] HUININK, H.; VOLK, H.; BECKE, M.: Interaktion Fahrbahn-Reifen-Bremse. In (Breuer, B.; Bill, K. H. Hrsg.): Bremsenhandbuch. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2012, S. 65–84.

[Hüs11a] HÜSEMANN, T.; BACHMANN, C.; WINTER, S.; HENRICHMÖLLER, D.: Mobile Prüfstandstechnik zur Messung von Reifen-Fahrbahn-Reibwerten. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 2011, 113 (6), S. 504–509.

[Hüs11b] HÜSEMANN, T. C.: Adaption von Labor-Reifenkennfeldern an reale Fahrbahnoberflächen. Dissertation, RWTH Aachen, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen, Aachen, 2011.

[Hus98] HUSCHEK, S.: Kennzeichnung und Auswirkungen der Textur von Fahrbahnoberflächen. In (Breuer, B. Hrsg.): 2. Darmstädter Reifenkolloquium. Tagung

Darmstadt, Oktober 1998, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 362, S. 14–28.

[Ign15] IGNATYEV, P. A.; RIPKA, S.; MUELLER, N.; TORBRUEGGE, S.; WIES, B.: Tire ABS-Braking Prediction with Lab Tests and Friction Simulations. In: Tire Science and Technology, 2015, 43 (4), S. 260–275.

[Kal87] KALENDER, U.: Wechselwirkung Reifen Fahrbahnoberfläche auf den Kraftschluss bei Nässe und hohen Fahrgeschwindigkeiten. In: Forschung Straßenbau und Straßenverkehrstechnik, Heft 498, 1987.

[Kam84] KAMPLADE, J.; SCHMITZ, H.: Erfassen und Bewerten der Fahrbahngriffigkeit mit den Meßverfahren SRM und SCRIM. Bundesanstalt für Straßenwesen, Druck- und Verlagshaus Wienand, Köln, 1984.

[Kan09] KANE, M.; DO, M.; PIAU, J.: On the Study of Polishing of Road Surface under Traffic Load. In: Journal of Transportation Engineering, 2009, 136 (1), S. 45–51.

[Kap16] KAPPEL, M.: Angewandter Straßenbau. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2016.

[Ker67] KERN, W. F.: Coefficient of Wet Friction of Tire Treads. In: Rubber Chemistry and Technology, 1967, 40 (4), S. 984–1013.

[Kes13] KESSEL, T. M.; EHLICH, J.; SPRENGER, C.; WIES, B.: AIBA Automated Indoor Braking Analyzer and EU label. In: chassis.tech plus: 4. Internationales Münchner Fahrwerk-Symposium. Tagung München, Juni 2013, S. 729–748.

[Kla16] KLAPPROTH, C.; KESSEL, T. M.; WIESE, K.; WIES, B.: An advanced viscous model for rubber–ice-friction. In: Tribology International, 2016, 99, S. 169–181.

[Kle04] KLEMPAU, F.: Untersuchung zum Aufbau eines Reibwertvorhersagesystems im fahrenden Fahrzeug. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 576, VDI Verlag, Düsseldorf, 2004.

[Klü00] KLÜPPEL, M.; HEINRICH, G.: Rubber Friction on Self-Affine Road Tracks. In: Rubber Chemistry and Technology, 2000, 73 (4), S. 578–606.

[Köh02] KÖHNE, S. H.: Messung der Kräfte und Bewegungen von profilierten Reifen in der Kontaktfläche auf einem Trommelprüfstand bei realen Geschwindigkeiten. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2002.

[Köh03] KÖHNE, S. H.; MATUTE, B.; MUNDL, R.: Evaluation of Tire Tread and Body Interactions in the Contact Patch. In: Tire Science and Technology, 2003, 31 (3), S. 159–172.

[Kor11] KORUNOVIĆ, N.; TRAJANOVIĆ, M.; STOJKOVIĆ, M.; MIŠIĆ, D.; MILOVANOVIĆ, J.: Finite Element Analysis of a Tire Steady Rolling on the Drum and Comparison with Experiment. In: Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering, 2011, 57 (12), S. 888–897.

[Kra61] KRAEMER, P.: Das Tragflächenmeßverfahren und seine Bedeutung für die Griffigkeit der Straßendecken. In: Straßen- und Tiefbau, 1961, 15 (8), S. 700–713.

[Kra71] KRAEMER, P.: Zahlenmäßiger Zusammenhang zwischen der Rauheit der Straßenoberfläche und ihrer Griffigkeit bei Nässe. In: Straßen- und Tiefbau, 1971, 25 (9), S. 663–672.

[Kre65] KREMPEL, G.: Experimenteller Beitrag zu Untersuchungen an Kraftfahrzeugreifen. Dissertation, Technische Hochschule Karlsruhe, 1965.

[Krö05] KRÖGER, M.; WANGENHEIM, M.; MOLDENHAUER, P.: Temperatureffekte auf das lokale Reibverhalten von Elastomeren im Gleit-und Rollkontakt. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Tagung Hannover, Oktober 2005, VDI-Berichte, Nr. 1912, S. 271–290.

[Kum64] KUMMER, H. W.; MEYER, W. E.: Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 1964, 66 (9), S. 245–250.

[Kum66] KUMMER, H. W.: Unified Theory of Rubber and Tire Friction. Pennsylvania State University, Engineering Research Bulletin B-94, 1966.

[Kum67] KUMMER, H. W.; MEYER, W. E.: Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn - Ergebnisse einer neuen Reibungstheorie (Teil 1). In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 1967, 69 (8), S. 245–251.

[Kum68] KUMMER, H. W.: Lubricated Friction of Rubber Discussion. In: Rubber Chemistry and Technology, 1968, 41 (4), S. 895–907.

[Kuw13] KUWAYAMA, I.; MATSUMOTO, H.; HEGURI, H.: Development of Dynamic Contact Patch Measurement System. In: 22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology. Tagung Aachen, Oktober 2013, S. 1359–1381.

[Lah09] LAHAYNE, O.; EBERHARDSTEINER, J.; REIHSNER, R.: Tribological Investigations using a Linear Friction Tester. In: Transactions of FAMENA, 2009 (33), S. 15–22.

[Le 07] LE GAL, A.: Investigation and Modelling of Rubber Stationary Friction on Rough Surfaces. Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2007.

[Le 08] LE GAL, A.; KLÜPPEL, M.: Investigation and modelling of rubber stationary friction on rough surfaces. In: Journal of Physics: Condensed Matter, 2008, 20 (1), 15007, S. 1–13.

[Lin04] LINDNER, M.; KRÖGER, M.; POPP, K.; BLUME, H.: Experimental and analytical investigation of rubber friction. In: XXI International Congress of Theoretical and Applied Mechanics. Tagung Warschau, August 2004.

[Lin06] LINDNER, M.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Gummireibung an Profilklötzen und Dichtungen. Dissertation, Universität Hannover, Fortschritt-Berichte Reihe 11, Nr. 331, VDI Verlag, Düsseldorf, 2006.

[Lin14] LINKE, T.; WANGENHEIM, M.; LIND, H.; RIPKA, S.: Experimental Friction and Temperature Investigation on Aircraft Tires. In: Tire Science and Technology, 2014, 42 (3), S. 116–144.

[Lip86] LIPPMANN, S. A.: Effects of Tire Structure and Operating Conditions on the Distribution of Stress Between the Tread and the Road. In (Pottinger, M. G. et al. Hrsg.): The Tire Pavement Interface. Tagung Columbus, Juni 1985, ASTM STP 929, S. 91–109.

[Lor13] LORENZ, B.; PERSSON, B.N.J.; FORTUNATO, G.; GIUSTINIANO, M.; BALDONI, F.: Rubber friction for tire tread compound on road surfaces. In: Journal of Physics: Condensed Matter, 2013, 25 (9), 95007, S. 1–8.

[Lor15] LORENZ, B.; PERSSON, B.N.J.: Rubber Friction and Tire Dynamics: A Comparison of Theory with Experimental Data. In (Gruber, P.; Sharp, R. S. Hrsg.): 4th International Tyre Colloquium. Tagung Guildford, April 2015, S. 296–297.

[Mar15] MARK, A.: Auswahl und Inbetriebnahme einer Einrichtung zur Förderung kleiner Sandmengen in einen Innentrommelprüfstand und Untersuchung des Sandeinflusses auf das Kraftübertragungsverhalten, Diplomarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2014.

[Mes69] MESSERSCHMITT, W.: Ein Beitrag zur Messung des Reibungskoeffizienten an Gummi. In: Kautschuk Gummi Kunststoffe, 1969, 22 (7), S. 355–359.

[Mic05] Michelin Reifenwerke KGaA: Der Reifen: Haftung - was Auto und Straße verbindet. Société de Technologie Michelin, Clermont-Ferrand, Deutsche Erstauflage, 2005.

[Miy06] MIYASHITA, N.; KABE, K.: A New Analytical Tire Model for Cornering Simulation. Part II: Cornering Force and Self-aligning Torque. In: Tire Science and Technology, 2006, 34 (2), S. 100–118.

[Mof08] MOFIDI, M.; PRAKASH, B.; PERSSON, B.N.J.; ALBOHR, O.: Rubber friction on (apparently) smooth lubricated surfaces. In: Journal of Physics: Condensed Matter, 2008, 20 (8), 85223, S. 1–8.

[Mol10] MOLDENHAUER, P.: Modellierung und Simulation der Dynamik und des Kontakts von Reifenprofilblöcken. Dissertation, Technische Universität Bergakademie Freiberg, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 720, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2010.

[Moo65a] MOORE, D. F.: A review of squeeze films. In: Wear, 1965, 8 (4), S. 245–263.

[Moo65b] MOORE, D. F.: Drainage Criteria for Runway Surface Roughness. In: Journal of the Royal Aeronautical Society, 1965, 69 (653), S. 337–342.

[Moo72] MOORE, D. F.: The Friction and Lubrication of Elastomers. Pergamon Press, Oxford [u.a.], 1972.

[Nor85] NORDSIEK, K. H.: The «Integral Rubber» Concept - an Approach to an Ideal Tire Tread Rubber. In: Kautschuk Gummi Kunststoffe, 1985, 38 (3), S. 178–185.

[Oko03] OKONIESKI, R. E.; MOSELEY, D. J.; CAI, K. Y.: Simplified Approach to Calculating Geometric Stiffness Properties of Tread Pattern Elements. In: Tire Science and Technology, 2003, 31 (3), S. 132–158.

[Oos98] VAN OOSTEN, J. J.M.; AUGUSTIN, M.; GNADLER, R.; UNRAU, H.-J.: EC Research Project TIME-Tire Measurements, Forces and Moments - WP 2: Analysis of parameters influencing tyre test results. In (Breuer, B. Hrsg.): 2. Darmstädter Reifenkolloquium. Tagung Darmstadt, Oktober 1998, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 362, S. 66–83.

[Pac12] PACEJKA, H. B.: Tire and Vehicle Dynamics. Elsevier/BH, Amsterdam [u.a.], 2012.

[Pac91] PACEJKA, H. B.; SHARP, R. S.: Shear Force Development by Pneumatic Tyres in Steady State Conditions. A Review of Modelling Aspects. In: Vehicle System Dynamics, 1991, 20 (3-4), S. 121–175.

[Pac92] PACEJKA, H. B.; BAKKER, E.: The Magic Formula Tyre Model. In: Vehicle System Dynamics, 1992, 21 (S1), S. 1–18.

[Par09] PARDILLO MAYORA, J. M.; JURADO PIÑA, R.: An assessment of the skid resistance effect on traffic safety under wet-pavement conditions. In: Accident Analysis & Prevention, 2009, 41 (4), S. 881–886.

[Pay62a] PAYNE, A. R.: The Dynamic Properties of Carbon Black-Loaded Natural Rubber Vulcanizates. Part I. In: Journal of Applied Polymer Science, 1962, 6 (19), S. 57–63.

[Pay62b] PAYNE, A. R.: The Dynamic Properties of Carbon Black-Loaded Natural Rubber Vulcanizates. Part II. In: Journal of Applied Polymer Science, 1962, 6 (21), S. 368–372.

[Pay64] PAYNE, A. R.: Strainwork Dependence of Filler-Loaded Vulcanizates. In: Journal of Applied Polymer Science, 1964, 8 (6), S. 2661–2686.

[Per00] PERSSON, B.N.J.; TOSATTI, E.: Qualitative theory of rubber friction and wear. In: The Journal of Chemical Physics, 2000, 112 (4), S. 2021–2029.

[Per01] PERSSON, B.N.J.: Theory of rubber friction and contact mechanics. In: The Journal of Chemical Physics, 2001, 115 (8), S. 3840–3861.

[Per04a] PERSSON, B.N.J.; TARTAGLINO, U.; ALBOHR, O.; TOSATTI, E.: Sealing is at the origin of rubber slipping on wet roads. In: Nature Materials, 2004, 3 (12), S. 882–885.

[Per04b] PERSSON, B.N.J.; TARTAGLINO, U.; TOSATTI, E.; ALBOHR, O.: Rubber Friction on Wet Rough Substrates at Low Sliding Velocity: The Sealing Effect. In: Kautschuk Gummi Kunststoffe, 2004, 57 (10), S. 532–537.

[Per05] PERSSON, B.N.J.; TARTAGLINO, U.; ALBOHR, O.; TOSATTI, E.: Rubber friction on wet and dry road surfaces: The sealing effect. In: Physical Review B, 2005, 71 (3), S. 35428-1–35428-8.

[Per06] PERSSON, B.N.J.: Rubber friction: role of the flash temperature. In: Journal of Physics: Condensed Matter, 2006, 18 (32), S. 7789–7823.

[Per68] PERCARPIO, E. P.; BEVILACQUA, E. M.: Lubricated Friction of Rubber. V. Influence of Rubber Resilience and Hardness on Friction. In: Rubber Chemistry and Technology, 1968, 41 (4), S. 870–880.

[Per98] PERSSON, B.N.J.: On the theory of rubber friction. In: Surface Science, 1998, 401 (3), S. 445–454.

[Per99] PERSSON, B.N.J.: Sliding friction. In: Surface Science Reports, 1999, 33 (3), S. 83–119.

[Pet74] PETERSON JR, R. F.; ECKERT, C. F.; CARR, C. E.: Tread Compound Effects in Tire Traction. In (Hays, D. F.; Browne, A. L. Hrsg.): The Physics of Tire Traction: Theory and Experiment. Plenum Press, New York, 1974, S. 223–239.

[Pop10] POPOV, V. L.: Kontaktmechanik und Reibung. Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik. Springer, Heidelberg [u.a.], 2010.

[Pot92] POTTINGER, M. G.: The Three-Dimensional Contact Patch Stress Field of Solid and Pneumatic Tires. In: Tire Science and Technology, 1992, 20 (1), S. 3–32.

[Pot99] POTTINGER, M. G.; MCINTYRE, J. E.: Effect of Suspension Alignment and Modest Cornering on the Footprint Behavior of Performance Tires and Heavy Duty Radial Tires. In: Tire Science and Technology, 1999, 27 (3), S. 128–160.

[Rad94] RADÓ, Z.: A study of road surface texture and its relationship to friction. Dissertation, Pennsylvania State University, 1994.

[Ran12] RANTONEN, M.; TUONONEN, A. J.; SAINIO, P.: Measuring stud and rubber friction on ice under laboratory conditions. In: International Journal of Vehicle Systems Modelling and Testing, 2012, 7 (2), S. 194–207.

[Ric08] RICHTER, D.; HEINDEL, M.: Straßen- und Tiefbau. Teubner, Wiesbaden, 2008.

[Rie15] RIEHM, P.; UNRAU, H.-J.; GAUTERIN, F.; TORBRÜGGE, S.; WIES, B.: Einfluss der Fahrbahntextur auf die longitudinale Charakteristik von PKW-Reifen bei trockener und nasser Fahrbahn. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Tagung Hannover, Oktober 2015, VDI-Berichte, Nr. 2241, S. 131–151.

[Rie18a] RIEHM, P.; UNRAU, H.-J.; GAUTERIN, F.: A model based method to determine rubber friction data based on rubber sample measurements. In: Tribology International, 2018, 127, S. 37–46.

[Rie18b] RIEHM, P.; GREINER, M.; BÜCKLE, K.-L.; UNRAU, H.-J.; GAUTERIN, F.: A Measuring System for Continuous Friction Monitoring on Wet Track Surfaces. In: Tire Science and Technology, 2018, 46 (4), S. 259–275.

[Rie19] RIEHM, P.; UNRAU, H.-J.; GAUTERIN, F.; TORBRÜGGE, S.; WIES, B.: 3D brush model to predict longitudinal tyre characteristics. In: Vehicle System Dynamics, 2019, 57 (1), S. 17–43.

[Rot06] ROTH, V.; MOORE, B. E.; TURNER, J. L.: Geometric and Normal Contact Stress Analysis of a Rolling Tire Footprint. SAE Technical Paper 2006-01-1479, 2006.

[Röt13] RÖTHEMEYER, F.; SOMMER, F.: Kautschuk-Technologie. Werkstoffe, Verarbeitung, Produkte. Hanser, München, 2013.

[Rot93] ROTH, J.: Untersuchungen zur Kraftübertragung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn unter besonderer Berücksichtigung der Kraftschlußerkennung im rotierenden Rad. Dissertation, Universität Darmstadt,

Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 195, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1993.

[Sab64] SABEY, B. E.; LUPTON, G. N.: Friction on Wet Surfaces of Tire-Tread-Type Vulcanizates. In: Rubber Chemistry and Technology, 1964, 37 (4), S. 878–893.

[San02] SANDBERG, U.; EJSMONT, J. A.: Tyre/Road Noise Reference Book. Informex, Kisa [u.a.], 2002.

[Sav66] SAVKOOR, A. R.: Some aspects of friction and wear of tyres arising from deformations, slip and stresses at the ground contact. In: Wear, 1966, 9 (1), S. 66–78.

[Sch02] SCHRAMM, E. J.: Reibung von Elastomeren auf rauen Oberflächen und Beschreibung von Nassbremseigenschaften von PKW-Reifen. Dissertation, Universität Regensburg, 2002.

[Sch13] SCHULZE, C.: Texturbasiertes Modell zur Vorhersage der Griffigkeit von Fahrbahnoberflaechen. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Tagung Hannover, Oktober 2013, VDI-Berichte, Nr. 2211, S. 43–60.

[Sch15] SCHREIBER, S.; GREINER, M.; RIEHM, P.; UNRAU, H.-J.; GAUTERIN, F.: Kamerabasiertes Messverfahren zur Untersuchung des Einflusses von Radlast, Reifeninnendruck und Fahrgeschwindigkeit auf die radiale Verformung von PKW-Reifen. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Tagung Hannover, Oktober 2015, VDI-Berichte, Nr. 2241, S. 111–129.

[Sch69] SCHULZE, K.-H.: Zur quantitativen Bewertung der Rauheit von Straßenoberflächen in Beziehung zum Reibungswiderstand bei Nässe. Dissertation, Technische Universität Berlin, 1969.

[Sch70] SCHULZE, K.-H.: Typen der Oberflächenfeingestalt und ihre Wirkung auf den Reibungswiderstand bei Nässe.

In (Wehner, B. Hrsg.): Internationales Colloquium über Straßengriffigkeit und Verkehrssicherheit bei Nässe. Tagung Berlin, Juni 1968, Berichte des Instituts für Straßen- und Verkehrswesen Heft 2, 1970.

[Sei71] SEITZ, N.; HUSSMANN, A. W.: Forces and Displacement in Contact Area of Free Rolling Tires. SAE Technical Paper 710626, 1971.

[Sel14] SELIG, M.; LORENZ, B.; HENRICHMÖLLER, D.; SCHMIDT, K.; BALL, A.; PERSSON, B.N.J.: Rubber Friction and Tire Dynamics: A Comparison of Theory with Experimental Data. In: Tire Science and Technology, 2014, 42 (4), S. 216–262.

[Slu02] VAN DER SLUIS, S.: Griffigkeit von Fahrbahnoberflächen. Forschung Straßenbau und Straßenverkehrstechnik, Heft 841, 2002.

[Sta15] Statistisches Bundesamt: Verkehr im Überblick. Fachserie 8 Reihe 1.2., 2015.

[Sta42] STAMBAUGH, R. B.: Vibration Properties of Rubberlike Materials. Dependence on Temperature. In: Industrial & Engineering Chemistry, 1942, 34 (11), S. 1358–1365.

[Ste10] STEINAUER, B.: Überprüfung der Temperaturkorrektur für das SRT-Pendel. Forschung Straßenbau und Straßenverkehrstechnik, Heft 1047, 2010.

[Ste11a] VAN DER STEEN, R.; LOPEZ, I.; NIJMEIJER, H.: Experimental and numerical study of friction and stiffness characteristics of small rolling tires. In: Tire Science and Technology, 2011, 39 (1), S. 5–19.

[Ste11b] VAN DER STEEN, R.; LOPEZ, I.; NIJMEIJER, H.; SCHMEITZ, A.; BRUIJN, B. de: Experimental and Numerical Study of Friction and Braking Characteristics of Rolling Tires.

In: Tire Science and Technology, 2011, 39 (2), S. 62–78.

[Ste15] STEINAUER, B.: Arbeitsanleitung für Griffigkeitsmessungen mit dem LFCG-Messverfahren (GripTester). FGSV-Verlag, Köln, 2015.

[Sve03a] SVENDENIUS, J.; WITTENMARK, B.: Brush tire model with increased flexibility. In: European Control Conference ECC. Tagung University of Cambridge, September 2003, S. 1863–1868.

[Sve03b] SVENDENIUS, J.; WITTENMARK, B.: Review of Wheel Modeling and Friction Estimation. Report, Lund Institute of Technology, 2003.

[Sve05] SVENDENIUS, J.; GÄFVERT, M.: A semi-empirical tyre model for combined slips including the effects of cambering. In: Vehicle System Dynamics, 2005, 43 (sup1), S. 317–328.

[Sve07] SVENDENIUS, J.: Tire Modeling and Friction Estimation. Dissertation, Lund University, 2007.

[Tor14] TORBRÜGGE, S.; WIES, B.; NEDDENRIEP, T.; EHLICH, J.: Vollautomatisierte Hallenprüfanlage für Reifen und ABS-Bremssysteme. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 2014, 116 (5), S. 62–67.

[Tor15] TORBRÜGGE, S.; IGNATYEV, P. A.; RIPKA, S.; WIES, B.: Friction of tyre tread compounds on rough surfaces: a combined experimental and theoretical study. In (Gruber, P.; Sharp, R. S. Hrsg.): 4th International Tyre Colloquium. Tagung Guildford, April 2015, S. 234–242.

[Uhr01] UHRLANDT, S.; BLUME, A.: Kieselsäuren für den Grünen Reifen. Prozesse, Produkte, Eigenschaften. In: Kautschuk Gummi Kunststoffe, 2001, 54 (10), S. 520–527.

[Vei71] VEITH, A. G.: Measurement of Wet cornering Traction of Tires. In: Rubber Chemistry and Technology, 1971, 44 (4), S. 962–995.

[Vei96] VEITH, A. G.: Tire Traction vs. Tread Compound Properties - How Pavement Texture and Test Conditions Influence the Relationship. In: Rubber Chemistry and Technology, 1996, 69 (4), S. 654–673.

[Vel09] VELSKE, S.; MENTLEIN, H.; EYMANN, P.: Straßenbau, Straßenbautechnik. Werner, Köln, 2009.

[VMI17] VMI Holland: Laboratory abrasion and skid tester. http://www.vmi-group.com/tire/products/tire-and-compound-testing/lat100-tire-tread-compound-testing/, 09.05.2017.

[Wal13] WALLASCHEK, J.; WIES, B.: Tyre tread-block friction. Modelling, simulation and experimental validation. In: Vehicle System Dynamics, 2013, 51 (7), S. 1017–1026.

[Wan08a] WANG, M.-J.; KUTSOVSKY, Y.: Effect of Fillers on Wet Skid Resistance of Tires. Part II: Experimental Observations on Effect of Filler-Elastomer Interactions on Water Lubrication. In: Rubber Chemistry and Technology, 2008, 81 (4), S. 576–599.

[Wan08b] WANG, M.-J.; KUTSOVSKY, Y.: Effect of Fillers on Wet Skid Resistance of Tires. Part I: Water Lubrication vs. Filler-Elastomer Interactions. In: Rubber Chemistry and Technology, 2008, 81 (4), S. 552–575.

[Wan14] WANG, H.; AL-QADI, I. L.; STANCIULESCU, I.: Effect of Surface Friction on Tire - Pavement Contact Stresses during Vehicle Maneuvering. In: Journal of Engineering Mechanics, 2014, 140 (4), 4014001.

[Weh79] WEHNER, B.; SIEDEK, P.; SCHULZE, K.-H.: Handbuch des Straßenbaus. Band 1 Grundlagen und Entwurf. Springer, Berlin [u.a.], 1979.

[Wie05] WIEHLER, H.-G.; WELLNER, F.: Straßenbau. Konstruktion und Ausführung. Huss-Medien, Verl. Bauwesen, Berlin, 2005.

[Wie99] WIES, B.; DRÄHNE, E.; ESSER, A.: Produktentwicklung im Zielkonflikt: Einflussparameter zur Optimierung von Bremsverhalten und Fahrstabilität. In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn. Tagung Hannover, Oktober 1999, VDI Berichte, Nr. 1494, S. 53–75.

[Wil55] WILLIAMS, M. L.; LANDEL, R. F.; FERRY, J. D.: The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass-forming Liquids. In: Journal of the American Chemical Society, 1955, 77 (14), S. 3701–3707.

[Wor13] WORTMANN, C.; DETTMER, F.; STEINER, F.: Die Chemie des Reifens. In: Chemie in unserer Zeit, 2013, 47 (5), S. 300–309.

[Wra14] WRANA, C.: Polymerphysik. Eine physikalische Beschreibung von Elastomeren und ihren anwendungsrelevanten Eigenschaften. Springer Spektrum, Berlin [u.a.], 2014.

[Xu13] XU, F.; YOSHIMURA, K.-i.; MIZUTA, H.: Experimental Study on Friction Properties of Rubber Material: Influence of Surface Roughness on Sliding Friction. In: Procedia Engineering, 2013, 68, S. 19–23.

[Yan11] Yanjin G.; GUOQUN, Z.; Gang C.: 3-Dimensional non-linear FEM modeling and analysis of steady-rolling of radial tires. In: Journal of Reinforced Plastics and Composites, 2011, 30 (3), S. 229–240.

[Yin16] YIN, C.: Bestimmung des Griffigkeitsniveaus auf Basis von Fahrbahntextur und Optimierung der Textur hinsichtlich der Griffigkeit. Dissertation, RWTH Aachen, Universitätsbibliothek der RWTH Aachen, Aachen, 2016.

[Yos86] YOSHIOKA, A.; KOMURO, K.; UEDA, A.; WATANABE, H.; AKITA, S.; MASUDA, T.; NAKAJIMA, A.: Structure and physical properties of high-vinyl polybutadiene rubbers and their blends. In: Pure and Applied Chemistry, 1986, 58 (12), S. 1697–1706.

[Zho15] ZHOU, H.; WANG, G.; DING, Y.; YANG, J.; LIANG, C.; FU, J.: Effect of Friction Model and Tire Maneuvering on Tire-Pavement Contact Stress. In: Advances in Materials Science and Engineering, 2015, 2015 (2), S. 1–11.

Betreute Abschlussarbeiten mit Bezug zur Dissertation

Neben den in dieser Arbeit zitierten Abschlussarbeiten (Mark [Mar15], Barrois [Bar15], Heinemann [Hei16] und Chen [Che17]) werden im Folgenden zusätzliche Arbeiten aufgeführt, deren Inhalt in der Dissertation nicht aufgegriffen wurde.

CHEN, X.: Analytisches Modell zur Beschreibung des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2014.

HASCHER, D.: Inbetriebnahme und Validierung einer Einrichtung zur Messung der Griffigkeit am Innentrommelprüfstand, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2014.

MARK, A.: Auswahl und Inbetriebnahme einer Einrichtung zur Förderung kleiner Sandmengen in einen Innentrommelprüfstand und Untersuchung des Sandeinflusses auf das Kraftübertragungsverhalten, Diplomarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2014.

ABI NASSIF, H.: Literaturrecherche zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur, Umgebungstemperatur und Reifenmischung, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2015.

BARROIS, T.: Experimentelle Ermittlung der tatsächlichen Pressungsverteilung von Reifen auf unterschiedlichen Fahrbahntexturen, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2015.

KIRGÖR, T.: Literaturrecherche und Versuchsauswertung zum Einfluss der Umfangskraft-Schlupf-Kurvengeometrie auf das ABS-Bremsverhalten, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2015.

MOSER, M.: Herstellung realer Fahrbahnen für einen Innentrommelprüfstand, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2015.

PERLWITZ, J.-P.: Ermittlung von Reibkennfeldern unterschiedlicher Reifenmischungen an einem Gummiprobenprüfstand, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2015.

SCHREIBER, S.: Kamerabasiertes Messverfahren zur Untersuchung des Einflusses von Radlast und Reifeninnendruck auf die radiale Verformung von PKW-Reifen, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2015.

BÜCKLE, K.-L.: Validierung einer innovativen Messeinrichtung zur Erfassung der Fahrbahngriffigkeit, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2016.

HEINEMANN, J.: Ermittlung von Reibkennfeldern an einem Griffigkeits- und Abriebprüfstandes auf Basis von Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Kurven, Masterarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2016

PERLWITZ, J.-P.: Untersuchung unterschiedlicher Laufstreifenmischungen an einem Gummiprobenprüfstand und Vergleich der Ergebnisse mit Reifenmessungen, Seminararbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2016.

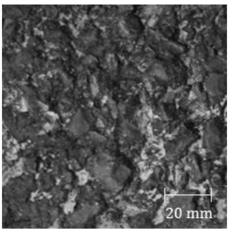
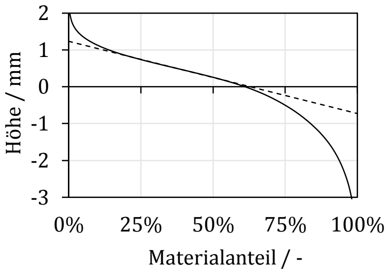
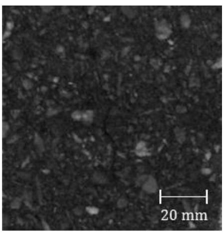
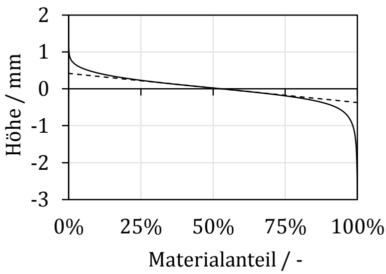
CHEN, S.: Untersuchung realer Kontaktdruckmessungen von Gummi auf unterschiedlichen Fahrbahntexturen, Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Karlsruhe, 2017.

C Anhang

C.1 Charakterisierung aller eingesetzten Oberflächen

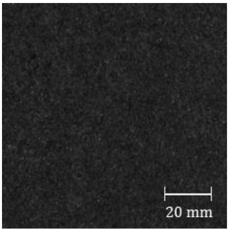
C.1.1 Oberflächen am Reifen-Innentrommelprüfstand

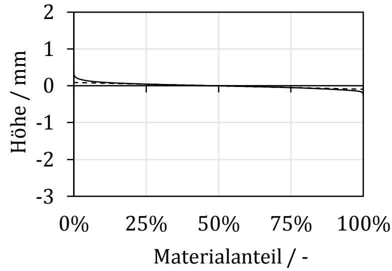
Tabelle C-1: Am Reifen Innentrommelprüfstand eingesetzte Oberflächen

Bezeichnung / Foto	**Abbott-Kennlinie / -Parameter**
Asphalt AC11 	Rpk: 0,57; Rk: 2,63; Rvk: 2,06; Mr1: 0,07; Mr2: 0,8 
Asphalt AC05 	Rpk: 0,32; Rk: 0,96; Rvk: 0,64; Mr1: 0,11; Mr2: 0,88 

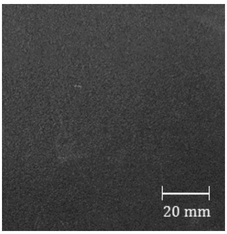
Bezeichnung / Foto	Abbott-Kennlinie / -Parameter
Korund 80	Rpk: 0,1; Rk: 0,17; Rvk: 0,07; Mr1: 0,12; Mr2: 0,89
Korund 120	

Korund 80



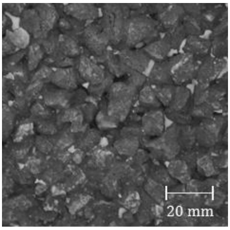
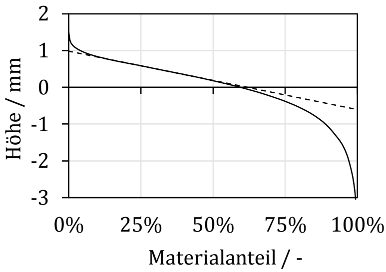
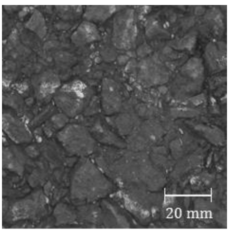
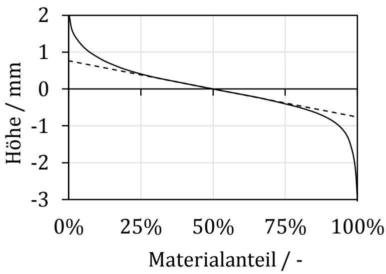


Korund 120



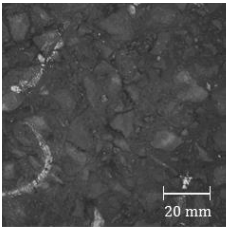
C.1.2 Oberflächen am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand

Tabelle C-2: Am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand eingesetzte Asphaltoberflächen.

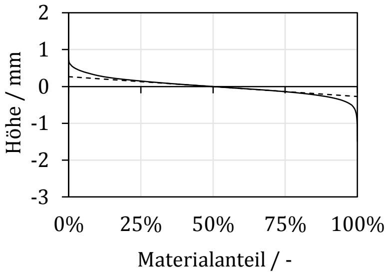
Bezeichnung / Foto	**Abbott-Kennlinie / -Parameter**
Asphalt Rk178 	Rpk: 0,28; Rk: 1,78; Rvk: 1,5; Mr1: 0,04; Mr2: 0,82 
Asphalt Rk173 	Rpk: 0,78; Rk: 1,73; Rvk: 0,95; Mr1: 0,12; Mr2: 0,89 

Bezeichnung / Foto | **Abbott-Kennlinie / -Parameter**

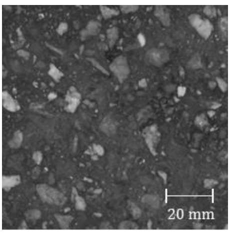
Asphalt Rk056



Rpk: 0,27; Rk: 0,56; Rvk: 0,29;
Mr1: 0,12; Mr2: 0,89



Asphalt Rk038



Rpk: 0,24; Rk: 0,38; Rvk: 0,13;
Mr1: 0,15; Mr2: 0,94

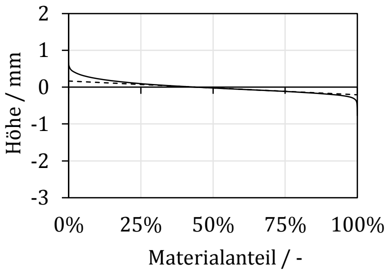
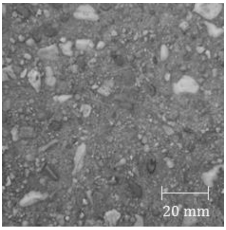
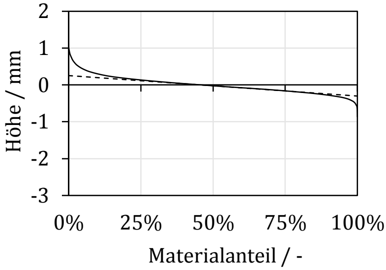
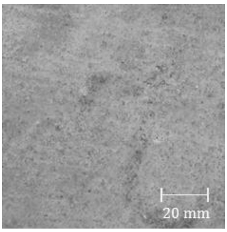
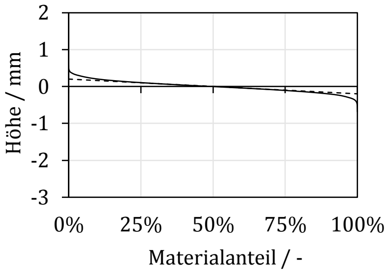


Tabelle C-3: Am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand eingesetzte Beton-Oberflächen.

Bezeichnung / Foto	**Abbott-Kennlinie / -Parameter**
Beton Rk057 	Rpk: 0,39; Rk: 0,57; Rvk: 0,18; Mr1: 0,12; Mr2: 0,92 
Beton Rk032 	Rpk: 0,17; Rk: 0,32; Rvk: 0,15; Mr1: 0,1; Mr2: 0,9 

C.1.3 Für die Validierung der neuen Methode eingesetzte Fahrbahnoberflächen

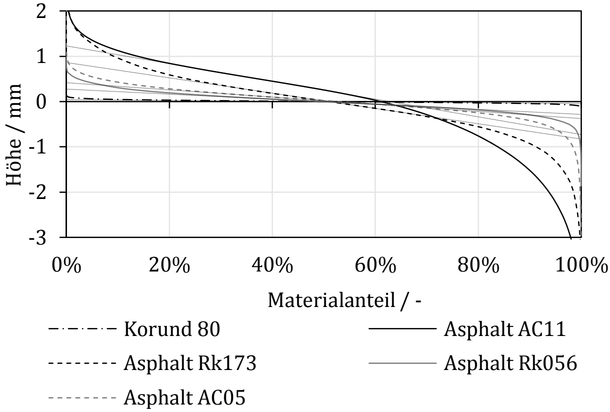


Abbildung C-1: Vergleich der am Innentrommelprüfstand und Griffigkeits- und Abriebsprüfstand für die Validierung der neuen Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern eingesetzten Oberflächen.

C.2 Reifenkennlinien

C.2.1 Einfluss der Laufstreifenmischung bei trockenen Fahrbahnbedingungen

Im Folgenden werden die Umfangskraftbeiwert-Schlupf Kennlinien der untersuchten Laufstreifenmischungen am Innentrommelprüfstand (Reifenmessungen) auf den einzelnen Oberflächen bei trockenen Bedingungen gezeigt.

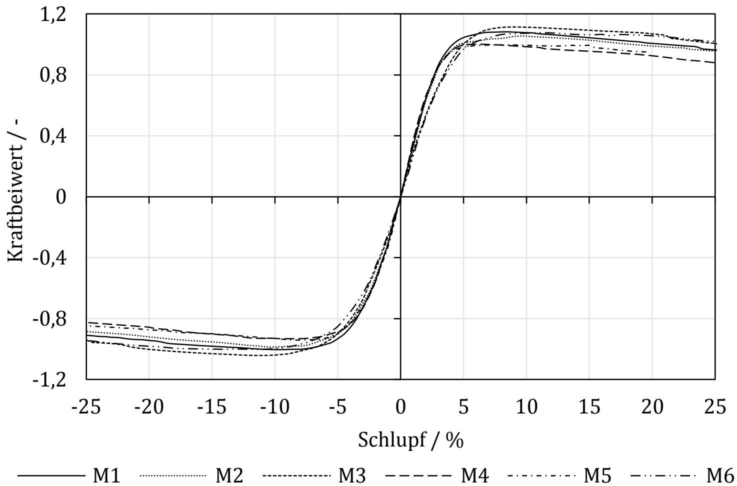


Abbildung C-2: Einfluss der Laufstreifenmischung auf das Kraftübertragungsverhalten. Asphalt AC11, Radlast: 4500 N, Fülldruck: 2,5 bar, Geschwindigkeit: 80 km/h, Temperatur: 15 °C, trocken. Kennlinien stellen den Mittelwert aus mehreren Messungen dar.

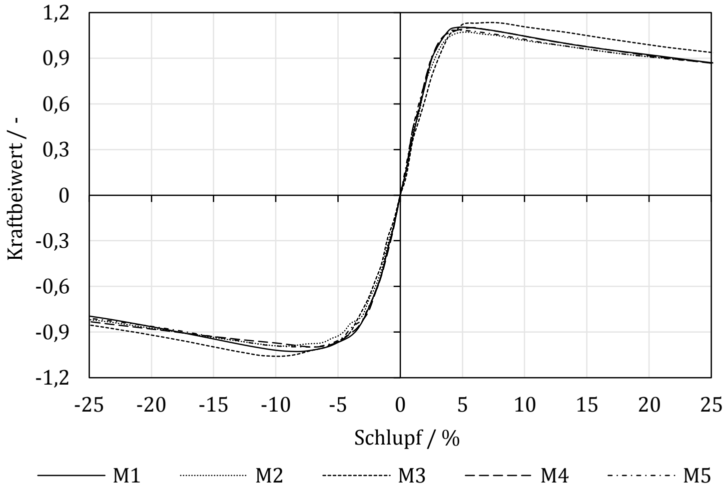


Abbildung C-3: Einfluss der Laufstreifenmischung auf das Kraftübertragungsverhalten. Asphalt AC05, Radlast: 4500 N, Fülldruck: 2,5 bar, Geschwindigkeit: 80 km/h, Temperatur: 15 °C, trocken. Kennlinien stellen den Mittelwert aus mehreren Messungen dar.

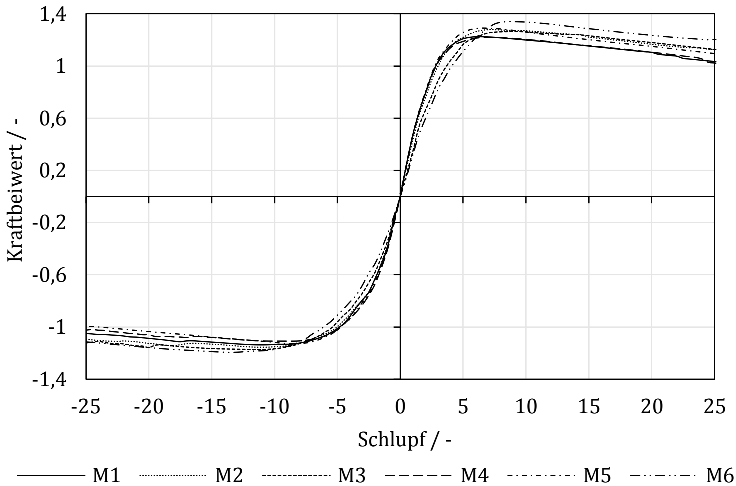


Abbildung C-4: Einfluss der Laufstreifenmischung auf das Kraftübertragungsverhalten. Korund 120, Radlast: 4500 N, Fülldruck: 2,5 bar, Geschwindigkeit: 80 km/h, Temperatur: 15 °C, trocken. Kennlinien stellen den Mittelwert aus mehreren Messungen dar.

C.2.2 Einfluss der Laufstreifenmischung bei nassen Fahrbahnbedingungen

Im Folgenden werden die Umfangskraftbeiwert-Schlupf Kennlinien der untersuchten Laufstreifenmischungen am Innentrommelprüfstand (Reifenmessungen) auf den einzelnen Oberflächen bei nassen Bedingungen gezeigt.

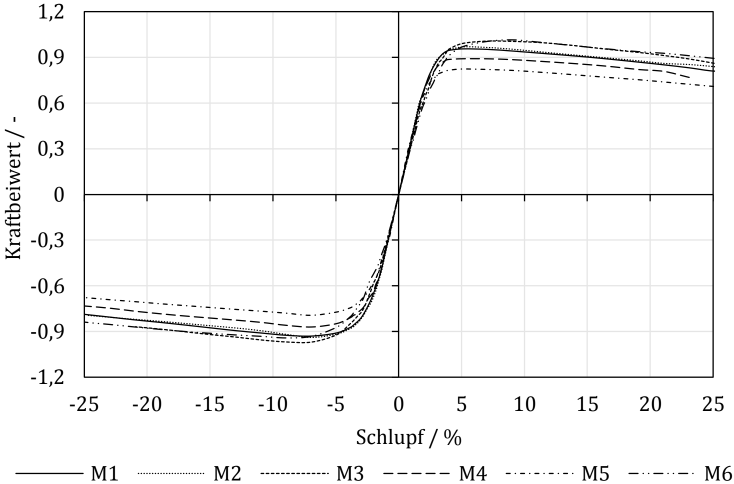


Abbildung C-5: Einfluss der Laufstreifenmischung auf das Kraftübertragungsverhalten. Asphalt AC11, Radlast: 4500 N, Fülldruck: 2,5 bar, Geschwindigkeit: 80 km/h, Temperatur: 15 °C, Wasserhöhe: 1 mm. Kennlinien stellen den Mittelwert aus mehreren Messungen dar.

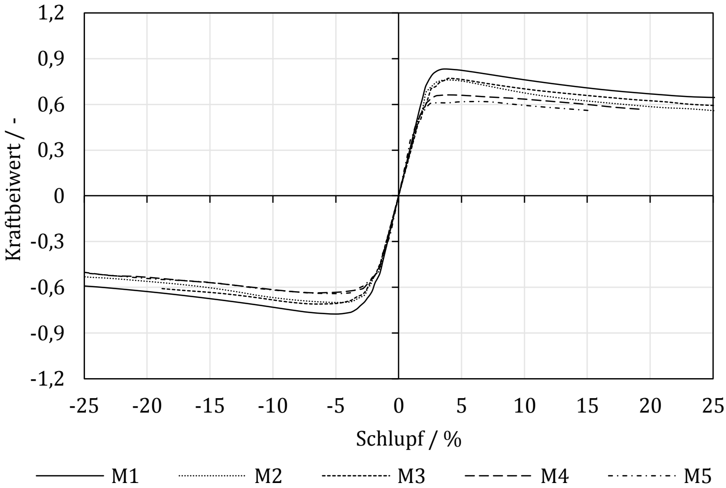


Abbildung C-6: Einfluss der Laufstreifenmischung auf das Kraftübertragungsverhalten. Asphalt AC05, Radlast: 4500 N, Fülldruck: 2,5 bar, Geschwindigkeit: 80 km/h, Temperatur: 15 °C, Wasserhöhe: 1 mm. Kennlinien stellen den Mittelwert aus mehreren Messungen dar.

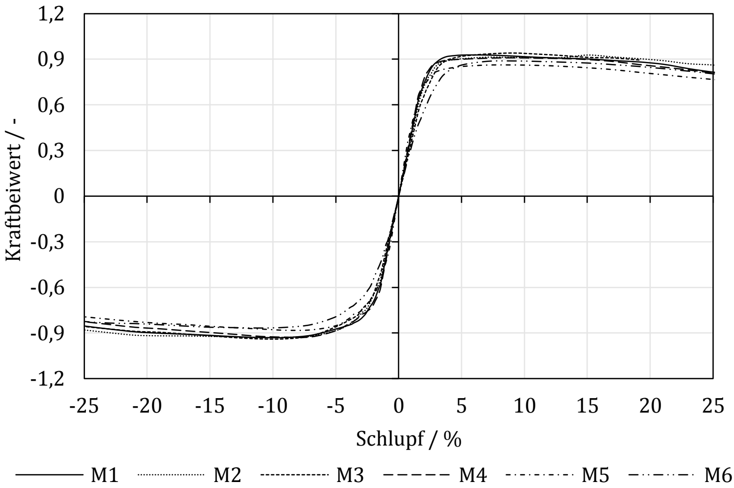


Abbildung C-7: Einfluss der Laufstreifenmischung auf das Kraftübertragungsverhalten. Korund 80, Radlast: 4500 N, Fülldruck: 2,5 bar, Geschwindigkeit: 80 km/h, Tempera-tur: 15 °C, Wasserhöhe: 1 mm. Kennlinien stellen den Mittelwert aus mehreren Messungen dar

C.3 Optimierungsergebnisse der neuen Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern

C.3.1 Modellvalidierung

Im vorliegenden Abschnitt sind die Optimierungsergebnisse für die Validierung der neuen Methode zur Ermittlung von Reibbeiwert-Kennfeldern in tabellarischer Form angegeben.

In Tabelle C-4 sind die Parameter des Reibgesetzes nach Savkoor für die Korund 80-Oberfläche bei vier unterschiedlichen Radlasten und Geschwindigkeiten zu sehen. Die geringen Abweichungen (RMSE%) zeigen, dass das Modell sehr gut die gemessenen Seitenkraftbeiwert-Schräglaufwinkel-Kennlinien der Korund 80-Oberfläche abbilden kann. Tabelle C-5 zeigt die Optimierungsergebnisse für die Asphalt Rk056-Oberfläche für vier Radlasten und drei Fahrbahngeschwindigkeiten. Es zeigt sich bereits, dass es durch die höhere Makrotextur bereits zu größeren Abweichungen kommt, weiter wirken sich aufgrund des im Vergleich zur Korund 80-Oberfläche geringeren Niveaus der Kennlinien die Abweichungen prozentual gesehen etwas stärker aus. Optimierungsergebnisse für die Asphalt Rk173-Oberfläche für vier Radlasten und drei Fahrbahngeschwindigkeiten in Tabelle C-6 zeigen ebenfalls einen hohen relativen Fehler, unter anderem begründet durch die Reibbeiwertschwankungen der Seitenkraftbeiwert-Schräglaufwinkel-Kennlinien des Groschrades, die durch das Modell nicht abgebildet werden können.

Tabelle C-4: Optimierungsergebnisse für die Laufstreifenmischung M1 auf der Korund 80-Oberfläche (nasse Fahrbahnbedingungen, Wasser und Lufttemperatur: 15°C). [Rie18a]

Belag	F_z	v	$v_{gl,max}$	h	μ_{gleit}	μ_{peak}	$RMSE$%
	N	**km/h**	**m/s**	-	-	-	-
Korund 80	32	5	0,0100	0,1782	0,5054	1,3115	2,60%
		10				1,3076	
		15				1,3011	
		30				1,2848	
	53	5	0,0100	0,1811	0,4801	1,3190	2,17%
		10				1,3163	
		15				1,3083	
		30				1,2812	
	87	5	0,0100	0,1911	0,4498	1,3289	2,83%
		10				1,3201	
		15				1,2986	
		30				1,2584	
	112	5	0,0100	0,2046	0,4127	1,3656	2,57%
		10				1,3514	
		15				1,3263	
		30				1,2586	

Tabelle C-5: Optimierungsergebnisse für die Laufstreifenmischung M1 auf der Asphalt Rk056-Oberfläche (nasse Fahrbahnbedingungen, Wasser und Lufttemperatur: 15°C). [Rie18a]

Belag	F_z	v	$v_{gl,max}$	h	μ_{gleit}	μ_{peak}	$RMSE$%
	N	**km/h**	**m/s**	-	-	-	-
Asphalt Rk056	32	5				1,2364	
		10	0,0100	0,2468	0,4473	1,2364	4,92%
		15				1,2324	
	53	5				1,2535	
		10	0,0100	0,2884	0,4712	1,2535	4,54%
		15				1,2493	
	87	5				1,1251	
		10	0,0100	0,2221	0,4570	1,1251	4,40%
		15				1,1217	
	112	5				1,1012	
		10	0,0100	0,2255	0,5361	1,0889	2,89%
		15				1,0690	

Tabelle C-6: Optimierungsergebnisse für die Laufstreifenmischung M1 auf der Asphalt Rk173-Oberfläche (nasse Fahrbahnbedingungen, Wasser und Lufttemperatur: 15°C). [Rie18a]

Belag	F_z	v	$v_{gl,max}$	h	μ_{gleit}	μ_{peak}	$RMSE$%
	N	**km/h**	**m/s**	-	-	-	-
Asphalt Rk173	32	5				0,8369	
		10	0,0100	0,2091	0,4667	0,8369	5,47%
		15				0,8368	
	53	5				0,8793	
		10	0,0100	0,1575	0,1694	0,8791	6,97%
		15				0,8788	
	87	5				0,7726	
		10	0,0100	0,1559	0,4257	0,7721	4,50%
		15				0,7718	
	112	5				0,9818	
		10	0,0100	0,1807	0,2098	0,9815	5,99%
		15				0,9813	

C.3.2 Fahrbahnvariationen

In diesem Abschnitt werden alle über die Optimierung bestimmten Parameter des Reibgesetzes nach Savkoor und der Abweichung (RMSE%) zwischen gemessener und prädizierter Seitenkraftbeiwert-Schräglaufwinkel-Kennlinien am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand gezeigt. Tabelle C-7 stellt einen Überblick über alle durchgeführten Fahrbahnvariation mit Verweis auf die zugehörigen Optimierungsergebnisse dar.

Tabelle C-7: Übersicht aller am Griffigkeits- und Abriebsprüfstand eingesetzten Fahrbahnen mit Verweis auf die Optimierungsergebnisse (Parameter des Reibgesetzes nach Savkoor).

Fahrbahnbelag	**Tabelle**
Asphalt Rk178	Tabelle C-8
Asphalt Rk173	Tabelle C-9
Asphalt Rk056	Tabelle C-10
Asphalt Rk038	Tabelle C-11
Asphalt Rk056* (Kunstharz-Korund-Replikat)	Tabelle C-12
Asphalt Rk038* (Kunstharz-Korund-Replikat)	Tabelle C-13
Beton Rk057	Tabelle C-14
Beton Rk032	Tabelle C-15
Beton Rk032* (Kunstharz-Korund-Replikat)	Tabelle C-16
Korund 80	Tabelle C-17
Korund 80* (Kunstharz-Korund-Replikat)	Tabelle C-18

Tabelle C-8: Optimierungsergebnisse Bohrkern21 Asphalt Rk178

Mischung	F_z	v	$v_{gl,max}$	h	μ_{gleit}	μ_{peak}	$RMSE$%
	N	**km/h**	**m/s**	**-**	**-**	**-**	**-**
		5				0,8602	
M1	58,3	10	0,0100	0,1979	0,3882	0,8468	4,11%
		15				0,8468	
		5				0,8260	
M2	67,1	10	0,0100	0,2108	0,3704	0,8243	3,88%
		15				0,8230	
		5				0,9167	
M3	70	10	0,0100	0,1858	0,4596	0,9167	5,58%
		15				0,9167	
		5				0,5586	
M4	67	10	0,0100	0,2274	0,6021	0,5586	4,16%
		15				0,5586	
		5				0,4860	
M5	64,5	10	0,0100	0,2274	0,6021	0,4860	4,85%
		15				0,4860	
		5				0,8250	
M6	73,8	10	0,0100	0,1858	0,4596	0,8250	4,40%
		15				0,8250	

Tabelle C-9: Optimierungsergebnisse Bohrkern5 Asphalt Rk173

Mischung	$\boldsymbol{F_z}$ **N**	$\boldsymbol{v}$ **km/h**	$\boldsymbol{v_{gl,max}}$ **m/s**	$\boldsymbol{h}$ **-**	μ_{gleit} **-**	μ_{peak} **-**	$\boldsymbol{RMSE}$% **-**
		5				0,8512	
M1	58,3	10	0,0100	0,1890	0,4270	0,8487	5,65%
		15				0,8464	
		5				0,8962	
M2	67,1	10	0,0100	0,1832	0,4323	0,8962	7,59%
		15				0,8961	
		5				0,9538	
M3	70	10	0,0100	0,1813	0,4361	0,9308	6,86%
		15				0,9091	
		5				0,7607	
M4	67	10	0,0100	0,1967	0,4171	0,7566	5,25%
		15				0,7523	
		5				0,8452	
M5	64,5	10	0,0100	0,2440	0,2104	0,8351	5,01%
		15				0,8226	
		5				0,8382	
M6	73,8	10	0,0100	0,1796	0,4653	0,8355	6,25%
		15				0,8327	

Tabelle C-10: Optimierungsergebnisse Bohrkern7 Asphalt Rk056

Mischung	$\boldsymbol{F_z}$ **N**	$\boldsymbol{v}$ **km/h**	$\boldsymbol{v_{gl,max}}$ **m/s**	$\boldsymbol{h}$ **-**	μ_{gleit} **-**	μ_{peak} **-**	$\boldsymbol{RMSE}$% **-**
M1	58,3	5 10 15	0,0100	0,1776	0,3369	1,1454 1,1434 1,1380	3,44%
M2	67,1	5 10 15	0,0100	0,1810	0,3902	1,0377 1,0377 1,0315	3,09%
M3	70	5 10 15	0,0100	0,1751	0,3469	1,2134 1,2134 1,2134	3,69%
M4	67	5 10 15	0,0100	0,2010	0,4337	0,9326 0,9326 0,9326	3,76%
M5	64,5	5 10 15	0,0100	0,2803	0,5623	0,8751 0,8751 0,8715	2,92%
M6	73,8	5 10 15	0,0100	0,1929	0,5442	1,0384 1,0384 1,0417	4,21%

Tabelle C-11: Optimierungsergebnisse Bohrkern11 Asphalt Rk038

Mischung	F_z	v	$v_{gl,max}$	h	μ_{gleit}	μ_{peak}	$RMSE\%$
	N	**km/h**	**m/s**	**-**	**-**	**-**	**-**
		5				0,8296	
M1	58,3	10	0,0100	0,1733	0,4879	0,8296	5,40%
		15				0,8296	
		5				0,7891	
M2	67,1	10	0,0100	0,2005	0,5683	0,7891	5,38%
		15				0,7891	
		5				0,8896	
M3	70	10	0,0100	0,1733	0,4879	0,8896	4,75%
		15				0,8896	
		5				0,7096	
M4	67	10	0,0100	0,1733	0,4879	0,7096	5,72%
		15				0,7096	
		5				0,6246	
M5	64,5	10	0,0100	0,1733	0,4879	0,6246	6,88%
		15				0,6246	
		5				0,7832	
M6	73,8	10	0,0100	0,1689	0,5451	0,7832	4,03%
		15				0,7832	

Tabelle C-12: Optimierungsergebnisse Bohrkern7H Asphalt Rk056* (Kunstharz-Korund-Replikat)

Mischung	$\boldsymbol{F_z}$ **N**	$\boldsymbol{v}$ **km/h**	$\boldsymbol{v_{gl,max}}$ **m/s**	$\boldsymbol{h}$ **-**	μ_{gleit} **-**	μ_{peak} **-**	$\boldsymbol{RMSE}$% **-**
M1	58,3	5 10 15	0,0100	0,2947	0,3732	2,2702 2,0727 1,9877	5,68%
M2	67,1	5 10 15	0,0100	0,2937	0,3762	2,1227 1,9727 1,8877	4,10%
M3	70	5 10 15	0,0100	0,2757	0,4002	2,2127 2,1227 2,0127	4,76%
M4	67	5 10 15	0,0100	0,2813	0,4000	1,9836 1,8836 1,7836	4,10%
M5	64,5	5 10 15	0,0100	0,2837	0,3962	1,8827 1,7827 1,6827	3,71%
M6	73,8	5 10 15	0,0100	0,2797	0,3982	2,1302 2,0327 1,9227	4,93%

Tabelle C-13: Optimierungsergebnisse Bohrkern11H Asphalt Rk038* (Kunstharz-Korund-Replikat)

Mischung	F_z N	v km/h	$v_{gl,max}$ m/s	h -	μ_{gleit} -	μ_{peak} -	$RMSE\%$ -
		5				2,9387	
M1	58,3	10	0,0100	0,2918	0,0000	2,7456	6,70%
		15				2,5431	
		5				2,6787	
M2	67,1	10	0,0100	0,2918	0,0000	2,5456	6,05%
		15				2,3431	
		5				2,8353	
M3	70	10	0,0100	0,3118	0,1545	2,6972	5,83%
		15				2,4647	
		5				2,7831	
M4	67	10	0,0100	0,2918	0,0010	2,7056	6,50%
		15				2,5031	
		5				2,5531	
M5	64,5	10	0,0100	0,2918	0,0010	2,4756	6,03%
		15				2,2731	
		5				2,7192	
M6	73,8	10	0,0100	0,3118	0,1545	2,5172	5,13%
		15				2,3147	

Tabelle C-14: Optimierungsergebnisse Bohrkern54 Beton Rk057

Mischung	F_z N	v km/h	$v_{gl,max}$ m/s	h -	μ_{gleit} -	μ_{peak} -	$RMSE\%$ -
M1	58,3	5	0,0100	0,1982	0,4515	1,2360	4,65%
		10				1,2360	
		15				1,2360	
M2	67,1	5	0,0100	0,2351	0,5730	1,1271	5,34%
		10				1,1271	
		15				1,1271	
M3	70	5	0,0100	0,2353	0,4287	1,4108	5,87%
		10				1,3831	
		15				1,3831	
M4	67	5	0,0100	0,1982	0,4515	1,0132	5,52%
		10				1,0132	
		15				1,0132	
M5	64,5	5	0,0100	0,2134	0,5388	0,8441	5,87%
		10				0,8441	
		15				0,8441	
M6	73,8	5	0,0100	0,2134	0,5388	1,1141	5,83%
		10				1,1141	
		15				1,1141	

Tabelle C-15: Optimierungsergebnisse Bohrkern52 Beton Rk032

Mischung	F_z N	v km/h	$v_{gl,max}$ m/s	h -	μ_{gleit} -	μ_{peak} -	$RMSE\%$ -
		5				1,1857	
M1	58,3	10	0,0100	0,1661	0,4655	1,1857	4,78%
		15				1,2078	
		5				1,1031	
M2	67,1	10	0,0100	0,1756	0,4860	1,1031	5,30%
		15				1,1135	
		5				1,2238	
M3	70	10	0,0100	0,1744	0,4825	1,2153	4,96%
		15				1,2066	
		5				0,9901	
M4	67	10	0,0100	0,1889	0,6104	0,9901	4,04%
		15				0,9772	
		5				1,0008	
M5	64,5	10	0,0100	0,1887	0,3723	1,0004	2,56%
		15				0,9989	
		5				1,1314	
M6	73,8	10	0,0100	0,1744	0,4825	1,1229	4,49%
		15				1,1229	

Tabelle C-16: Optimierungsergebnisse Bohrkern52H Beton Rk032*

Mischung	F_z	v	$v_{gl,max}$	h	μ_{gleit}	μ_{peak}	$RMSE\%$
	N	**km/h**	**m/s**	**-**	**-**	**-**	**-**
M1	58,3	5 10 15	0,0100	0,2447	0,0179	2,6982 2,6162 2,5112	6,41%
M2	67,1	5 10 15	0,0100	0,2447	0,0179	2,5258 2,4162 2,3262	6,02%
M3	70	5 10 15	0,0100	0,2447	0,0179	2,8462 2,7962 2,6962	4,47%
M4	67	5 10 15	0,0100	0,2647	0,0179	2,6638 2,7762 2,6262	5,82%
M5	64,5	5 10 15	0,0100	0,2497	0,0179	2,4757 2,5262 2,2662	5,01%
M6	73,8	5 10 15	0,0100	0,2447	0,0179	2,7501 2,7562 2,6362	5,11%

Tabelle C-17: Optimierungsergebnisse Korund 80

Mischung	F_z	v	$v_{gl,max}$	h	μ_{gleit}	μ_{peak}	$RMSE$%
	N	**km/h**	**m/s**	-	-	-	-
M1	58,3	5	0,0100	0,2874	0,5930	1,5659	2,65%
		10				1,5659	
		15				1,5659	
		30				1,5659	
M2	67,1	5	0,0100	0,3374	0,5716	1,6050	3,10%
		10				1,6050	
		15				1,6245	
		30				1,6025	
M3	70	5	0,0100	0,2676	0,6241	1,4528	3,50%
		10				1,4525	
		15				1,3977	
		30				1,3485	
M4	67	5	0,0100	0,2790	0,5217	1,4846	2,17%
		10				1,5024	
		15				1,3870	
		30				1,3288	
M5	64,5	5	0,0100	0,2790	0,5613	1,3309	2,14%
		10				1,2984	
		15				1,2517	
		30				1,2155	
M6	73,8	5	0,0100	0,2676	0,6241	1,4114	2,32%
		10				1,4114	
		15				1,3893	
		30				1,2915	

Tabelle C-18: Optimierungsergebnisse Korund 80* (Kunstharz-Korund-Replikat)

Mischung	F_z	v	$v_{gl,max}$	h	μ_{gleit}	μ_{peak}	$RMSE\%$
	N	**km/h**	**m/s**	**-**	**-**	**-**	**-**
M1	58,3	5	0,0100	0,2116	0,4323	1,9341	4,86%
		10				1,6134	
		15				1,4668	
		30				1,2519	
M2	67,1	5	0,0100	0,2326	0,4072	1,8748	4,34%
		10				1,5842	
		15				1,4374	
		30				1,2346	
M3	70	5	0,0100	0,1956	0,4475	1,9406	4,91%
		10				1,7218	
		15				1,4805	
		30				1,2247	
M4	67	5	0,0100	0,2127	0,4293	1,8932	5,28%
		10				1,6315	
		15				1,3924	
		30				1,0842	
M5	64,5	5	0,0100	0,2127	0,4293	1,8322	5,27%
		10				1,5765	
		15				1,3124	
		30				0,9392	
M6	73,8	5	0,0100	0,1967	0,4500	1,8236	5,15%
		10				1,6157	
		15				1,3951	
		30				1,1032	

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik
(ISSN 1869-6058)

Eine vollständige Übersicht der Bände finden Sie im Verlagsshop

Band 76 Kai-Lukas Bauer
Echtzeit-Strategieplanung für vorausschauendes automatisiertes Fahren
ISBN 978-3-7315-0949-3

Band 77 Thomas Schirle
Systementwurf eines elektromechanischen Fahrwerks für Megacitymobilität
ISBN 978-3-7315-0995-0

Band 78 Dominik Dörr
Simulation of the thermoforming process of UD fiber-reinforced thermoplastic tape laminates
ISBN 978-3-7315-0998-1

Band 79 Dominik Robert Naake
Simulation of damage mechanisms in weave reinforced materials based on multiscale modeling
ISBN 978-3-7315-1005-5

Band 80 Martin Hohberg
Experimental investigation and process simulation of the compression molding process of Sheet Molding Compound (SMC) with local reinforcements
ISBN 978-3-7315-1007-9

Band 81 Benedikt Fengler
Manufacturing-constrained multi-objective optimization of local patch reinforcements for discontinuous fiber reinforced composite parts
ISBN 978-3-7315-1006-2

Band 82 Johannes Masino
Road Condition Estimation with Data Mining Methods using Vehicle Based Sensors
ISBN 978-3-7315-1004-8

Band 83 **11. Kolloquium Mobilhydraulik**
10. September 2020, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1036-9

Band 84 Felix Weber
Beitrag zur Entwicklung von Konstantflusspumpen für Frischbeton unter genauerer Betrachtung der Dickstoffventile
ISBN 978-3-7315-1037-6

Band 85 8. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 23. Februar 2021, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1071-0

Band 86 Sebastian Fünfgeld
Vorausschauende Regelung von Fahrzeugsystemen durch stochastische Vorhersage der Fahrzeugdynamik
ISBN 978-3-7315-1060-4

Band 87 Isabelle Charlotte Ays
Development of a CO2e quantification method and of solutions for reducing the greenhouse gas emissions of construction machines = Entwicklung einer CO2e Quantifizierungsmethode und von Lösungen zur Reduzierung von Treibhausgasemissionen in Baumaschinen
ISBN 978-3-7315-1033-8

Band 88 Alexander Bernath
Numerical prediction of curing and process-induced distortion of composite structures
ISBN 978-3-7315-1063-5

Band 89 Nils Bulthaupt
Objektivierung des Schwingungskomforts schwerer Nutzfahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1075-8

Band 90 Lars Brinkschulte
Assistenzsysteme zur Reduktion des Schädigungsverhaltens von Komponenten einer mobilen Arbeitsmaschine
ISBN 978-3-7315-1089-5

Band 91 Dominik Dörr
Adaptive Fahrhinweise für ein längsdynamisches Fahrerassistenzsystem zur Steigerung der Energieeffizienz
ISBN 978-3-7315-1090-1

Band 92 Jürgen Römer
Steuerung und Regelung des Lenkradmoments durch Nutzung radselektiver Frontantriebe
ISBN 978-3-7315-1104-5

Band 93 Christian Riese
Werkzeuge und Konzepte für die Untersuchung und Entwicklung zukünftiger Kfz-Bremssysteme
ISBN 978-3-7315-1125-0

Band 94 Yaoqun Zhou
Dynamisches Bremsverhalten des Reifen-Fahrwerk-Systems
ISBN 978-3-7315-1156-4

Band 95 Stefan Haug
Ganzheitliche Optimierung einer Axialkolbenpumpe durch bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte
ISBN 978-3-7315-1150-2

Band 96 Stefan Scheubner
Stochastic Range Estimation Algorithms for Electric Vehicles using Data-Driven Learning Models
ISBN 978-3-7315-1166-3

Band 97 Yusheng Xiang
AI and IoT Meet Mobile Machines: Towards a Smart Working Site
ISBN 978-3-7315-1165-6

Band 98 Nils Meyer
Mesoscale simulation of the mold filling process of Sheet Molding Compound
ISBN 978-3-7315-1173-1

Band 99 Christian Timo Poppe
Process simulation of wet compression moulding for continuous fibre-reinforced polymers
ISBN 978-3-7315-1190-8

Band 100 Torben Fischer
Modellprädiktive Regelung eines innovativen Thermomanagement-Systems für batterieelektrische Fahrzeuge
ISBN 978-3-7315-1199-1

Band 101 Florian Wittemann
Fiber-dependent injection molding simulation of discontinuous reinforced polymers
ISBN 978-3-7315-1217-2

Band 102 Sebastian Watzl
Experimentelle und numerische Analyse des Körperschallübertragungsverhaltens von Aggregatelagerelementen im akustisch relevanten Frequenzbereich
ISBN 978-3-7315-1226-4

Die Bände sind unter www.ksp.kit.edu als PDF frei verfügbar oder als Druckausgabe bestellbar.

Band 103 Dominik Stretz
Vibroakustische Analyse eines elektrischen Radnabenmotors und Optimierung durch geeignete Steuerungsansätze
ISBN 978-3-7315-1245-5

Band 104 Mohamed Elgharbawy
Measurable Safety of Automated Driving Functions in Commercial Motor Vehicles - Technological and Methodical Approaches
ISBN 978-3-7315-1254-7

Band 105 Bernhard Schmiedel
Indirekte Schätzung des Fahrbahnnässegrads zur Detektion von gefährlichen Fahrzuständen
ISBN 978-3-7315-1258-5

Band 106 9. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 28. Februar 2023, Karlsruhe
ISBN 978-3-7315-1260-8

Band 107 Patrick Riehm
Zur Wechselwirkung zwischen Fahrbahntextur und Laufstreifenmischung von Pkw-Reifen
ISBN 978-3-7315-1268-4

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

FAST
Institut für
Fahrzeugsystemtechnik

Im Rahmen dieser Arbeit soll eine Erklärung zu den auftretenden Wechselwirkungen zwischen Laufstreifenmischung und Fahrbahntextur bei trockenen sowie nassen Fahrbahnbedingungen entwickelt werden. Wird an einem Reifenprüfstand bspw. eine in der Reifenindustrie sehr verbreitete Korund-Oberfläche eingesetzt, führt dies im Vergleich zu Ergebnissen auf einer realen Fahrbahnoberfläche bei Nässe zu Rangordnungsumkehrungen der untersuchten Laufstreifenmischungen. Dies ist auf Wechselwirkungen zurückzuführen, deren umfangreiche Untersuchung eine effiziente Methode zur Abschätzung des Kraftübertragungsverhaltens einzelner Mischungen erfordert. Hierzu wurde ein analytisches Reifenmodell zur Beschreibung der physikalischen Vorgänge im Reifen-Fahrbahn-Kontakt erstellt, mit Hilfe dessen in Kombination mit sogenannten Reibbeiwert-Kennfeldern die longitudinale Reifencharateristik simuliert werden kann. Für die Ermittlung der erforderlichen Reibbeiwert-Kennfelder wurde eine neue Methode entwickelt, die es erlaubt, an einem abrollenden Probenkörper (Groschrad) die Reibcharakteristik zu ermitteln.

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-1268-4

ISBN 978-3-7315-1268-4
9 783731 512684

Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier